

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s využitím
tepelného čerpadla

The Proposal to Increase the Efficiency of the Cogeneration
Unit Using the Heat Pump

Student:

Bc. Jiří Szotkowski

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Szotkowski**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s využitím tepelného čerpadla**
The Proposal to Increase the Efficiency of the Cogeneration Unit Using the Heat Pump

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem TEDOM D1600, s elektrickým výkonem 1560 kW a s výrobou tepla pro horkovodní systém.

Práce bude obsahovat:

1. Výpočet idealizovaného oběhu zážehového spalovacího motoru.
2. Návrh tepelného čerpadla pro využití teploty vzduchu.
3. Konstrukční řešení výměníku pro chlazení vzduchu.
4. Technicko – ekonomické zhodnocení studie a porovnání se současným stavem.

Grafická část bude obsahovat:

1. Schéma uspořádání jednotky.
2. Konstrukční výkres výměníku.
3. Cash – flow ekonomické efektivity.

Seznam doporučené odborné literatury:

KRBEK, J., POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. Skripta VUT, Brno 1997.

VORÁČEK, V. a kol. *Energetické stroje*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 1990.

KYSELA, L., TOMČALA, J. *Ekonomika v energetice*. Ediční středisko. Ostrava: VŠB-TU, 2000.


KYSELA, L. *Využití odpadního tepla. Poznámky k přednáškám*. Katedra energetiky, Ostrava, 2001.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**


Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 29. 9. 2019

..... Jirí Sedláček

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 29. 9. 2014

Jiří Szotkowski

podpis studenta

Bc. Jiří Szotkowski

Mosty u Jablunkova, 592

739 98

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za cenné poznatky s oblasti kogenerace. Tyto informace jsem v hojném množství využil a směřovaly mě ke konečnému návrhu a zpracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SZOTKOWSKI, J.: *Návrh zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s využitím tepelného čerpadla*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 45 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Míka J., CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem na zvýšení účinnosti kogenerační jednotky pomocí připojení tepelného čerpadla. V první části seznamuje čtenáře s hlavními pojmy kogenerace, důraz je především kladen na kogeneraci se spalovacími motory a posledním krokem v úvodní kapitole je výpočet idealizovaného motoru. Následující kapitola řeší návrh tepelného čerpadla, kde byly nejdříve početně určeny hlavní parametry, s kterých se vycházelo a bylo správně navrženo tepelné čerpadlo. Dále se podle výpočtů konstrukčně navrhl výparník. Na závěr je tento projekt ekonomicky srovnán s původním stavem a to bez instalace tepelného čerpadla.

Klíčová slova: kogenerační jednotka, spalovací motor, tepelné čerpadlo, výměník.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

SZOTKOWSKI, J.: *The Proposal to Increase the Efficiency of the Cogeneration Unit Using the Heat Pump*: Master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2014, 45 p. Supervisor: doc. Ing. Míka J., CSc.

Master thesis deals with a proposal to increase the efficiency of the cogeneration unit using a heat pump. The first part introduces the reader to the main terms of cogeneration, the emphasis is mainly placed on cogeneration with internal combustion engine with the last step of the introductory chapter focused on the calculation of idealized engine. Following chapter deals with the concept of a heat pump, where the main parameters, from which the proper design of a heat pump was made, were firstly calculated. Furthermore, the evaporator was designed according to the calculations. At the conclusion is this project economically compared with the original state without the installation of the heat pump.

Keywords: cogeneration unit, the internal combustion engine, heat pump, heat exchanger.

OBSAH:

OBSAH:	7
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	9
1 ÚVOD	12
2 KOGENERACNÍ VÝROBA	13
2.1 ROZDÍL MEZI ELEKTRICKOU A TEPELNOU ENERGIÍ.....	13
2.2 ZÁSADY KOGENERACE.....	14
2.3 ENERGETICKÝ PŘÍNOS.....	14
2.4 SNÍŽENÍ DOPADU NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ	15
2.5 ROZDĚLENÍ A DRUHY KOGENERACNÍCH ZAŘÍZENÍ	16
2.6 KOGENERACE S PLYNOVÝMI SPALOVACÍMI MOTORY	18
2.6.1 <i>Plynová trať</i>	20
2.6.2 <i>Motor</i>	20
2.6.3 <i>Generátor</i>	20
2.6.4 <i>Výměníky</i>	20
2.6.5 <i>Vývod spalin</i>	21
2.6.6 <i>Ventilace</i>	21
2.6.7 <i>Zařízení k omezení hluku</i>	21
2.7 KOGENERACNÍ JEDNOTKA QUANTO D1600	22
3 VÝPOČET IDEALIZOVANÉHO MOTORU	24
3.1 URČENÍ OBJEMU VÁLCŮ:.....	25
3.2 KOMPRES - POLYTROPICKÁ:.....	25
3.3 SPALOVÁNÍ (HOŘENÍ) ZA KONSTANTNÍHO OBJEMU	26
3.4 SPALOVÁNÍ (HOŘENÍ) ZA KONSTANTNÍHO OBJEMU	27
3.5 EXPANZE - POLYTROPICKÁ	29
3.6 VÝFUK SPALIN DO SPALINOVÉHO TRAKTU.....	30
3.7 VYKONANÁ PRÁCE A VÝKON	31
3.8 PROVOZNÍ HODNOTY MOTORU	33
3.9 CELKOVÁ TEPELNÁ BILANCE MOTORU:.....	35
4 TEPELNÉ ČERPADLO	37
4.1 HISTORIE A ZÁKLADNÍ PRINCIP TČ	37
4.2 TYPY A ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH ČERPACEL	38
4.2.1 <i>Rozdělení dle původu nízkopotenciálního tepla</i>	38
4.2.2 <i>Rozdělení dle chladicího média</i>	38
4.3 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPACELU.....	39
4.3.1 <i>Výpočet tepelného oběhu TČ</i>	40
4.3.2 <i>Návrh průměrů potrubí TČ</i>	42

4.3.3	<i>Volba a návrh výměníku</i>	43
4.3.4	<i>Volba zbylých potřebných komponentů pro TČ.....</i>	44
5	TECHNICKO – EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ STUDIE A POROVNÁNÍ SE SOUČASNÝM STAVEM	47
5.1	KOGENERAČNÍ JEDNOTKA – VÝPOČET NÁKLADŮ.....	47
5.1.1	<i>Náklady zahrnující tepelnou energii.....</i>	47
5.1.2	<i>Náklady zahrnující elektrickou energii.....</i>	47
5.2	KOGENERAČNÍ JEDNOTKA - CELKOVÉ INVESTIČNÍ NÁKLADY (CIN).....	48
5.2.1	<i>Výrobní náklady – přímé</i>	49
5.2.2	<i>Výrobní náklady - nepřímé</i>	50
5.2.3	<i>Varianta A - Zhodnocení úspor při instalaci KJ.....</i>	50
5.3	TEPELNÉ ČERPADLO – VÝPOČET NÁKLADŮ	51
5.3.1	<i>Náklady na provoz TČ.....</i>	51
5.3.2	<i>Varianta B - Zhodnocení úspor při instalaci KJ a TČ.....</i>	52
6	ZÁVĚR.....	53
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	54
	SEZNAM TABULEK.....	55
	SEZNAM OBRÁZKŮ	56
	SEZNAM PŘÍLOH	57

Seznam použitých veličin

Značka	Název veličiny	Jednotka
A	Práce za jeden cyklus	$[J \cdot \text{cyklus}^{-1}]$
C	Platba	$[Kč]$
CIN	Celkové investiční náklady za jeden rok	$[Kč \cdot \text{rok}^{-1}]$
CN	Celkové náklady za jeden rok	$[Kč \cdot \text{rok}^{-1}]$
D	Průměr pístu, zdvih	$[m]$
I	Entalpie za jeden cyklus	$[kJ \cdot \text{cyklus}^{-1}]$
M	Množství vyrobené energie za rok	$[GJ \cdot \text{rok}^{-1}]$
N	Náklady za jeden rok	$[Kč \cdot \text{rok}^{-1}]$
P	Výkon	$[W]$
P_B	Tepelný příkon	$[W]$
Q	Teplo	$[W]$
Q_i	Výhřevnost paliva	$[kJ \cdot m_N^3]$
T	Teplota	$[K]$
U	Vnitřní energie za jeden cyklus	$[kJ \cdot \text{cyklus}^{-1}]$
V_z, V_1, V_2	Objemy válců	$[m^3]$
V	Objemové množství	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$
\dot{V}	Objemový průtok	$[m_N^3 \cdot s^{-1}]$
VNP	Výrobní náklady - přímé	$[Kč]$
a	Koeficient pro u a i	$[1]$
b	Koeficient pro u a i	$[1]$
c_p	Měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
i	Počet válců motoru	$[1]$

i	Měrná entalpie	$[kJ \cdot m_N^{-3}]$
n	Otáčky motoru	$[1 \cdot \text{min}^{-1}]$
n	Polytropický exponent	$[1]$
\dot{m}	Hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
p	Tlak	$[Pa]$
s	Délka zdvihu	$[m]$
t	Teplota	$[^{\circ}C]$
u	Měrná vnitřní energie	$[kJ \cdot m_N^{-3}]$
x	Stupeň vyhoření paliva při konstantním objemu	$[1]$
x	Podíl odvedeného tepla	$[1]$
ε	Kompresní poměr	$[1]$
η	Účinnost	$[\%]$
κ	Adiabatický exponent	$[1]$
λ	Přebytek vzduchu	$[1]$
λ_p	Součinitel izochorického nárůstu tlaku	$[1]$
μ_B	Měrná efektivní spotřeba paliva	$[m_N^3 \cdot kWh^{-1}]$
ρ	Stupeň plnění (motor)	$[1]$
ρ	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ	Měrný efektivní výkon	$[W \cdot dm^{-3}]$
ω	Objemový podíl složky ve směsi plynu	$[\%]$

Indexy

0 1	Fáze nasátí paliva
1 2	Fáze komprese polytropické
2 3	Fáze hoření, při konst. objemu
3 4	Fáze hoření, při konst. tlaku
4 5	Fáze polytropické expanze
6 7	Fáze výfuku izobarického

<i>c</i>	Celková
<i>ch</i>	Chemický nedopal
<i>chl</i>	Chlazení
<i>cykl</i>	Cyklus
<i>ef</i>	Efektivní
<i>el</i>	Elektrický
<i>g</i>	Generátor
<i>id</i>	Indikovaný
<i>ids</i>	Skutečný indikovaný
<i>k</i>	Komprese
<i>m</i>	Mechanická
<i>min</i>	Minimální
<i>mz</i>	Mzdy
<i>ol</i>	Olej
<i>ou</i>	Opravy, údržba
<i>pev</i>	Pevná
<i>pl</i>	Plyn
<i>pv</i>	Přídavná voda
<i>rez</i>	Rezervovaný
<i>s</i>	Index podílu odvedeného tepla při konstantním tlaku
<i>sk</i>	Skutečný
<i>sp</i>	Spalování, spotřeba, spaliny
<i>st</i>	Stálá
<i>t</i>	Tepelný
<i>v</i>	Voda, objemová
<i>výf</i>	Výfuk
<i>vým</i>	Výměník
<i>vz</i>	Vzduch
<i>+</i>	Teoretické množství

Zkratky

CIN	Celkové investiční náklady
KVET	Kombinována výroba elektřiny a tepla
KJ	Kogenerační jednotka
PEZ	Primární energetické zdroje

1 Úvod

Technika kogenerace se spalovacími motory se čím dál tím více využívá. Její hlavní využití spočívá v dodávce elektrické a tepelné energie, v podobě teplé nebo horké vody, například pro průmyslové podniky, obchodní domy, rekreační střediska, hotely, penziony, internáty a koleje vysokých škol nebo nemocnice.

Cílem diplomové práce je zpracování návrhu pro zvýšení účinnosti kogenerační jednotky TEDOM D 1600 pomocí zapojení tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo využívá nízkopotenciálního tepla, v podobě teplého vzduchu vycházejícího vzduchotechnickým kanálem zpod kapoty motoru. Teplo se přenáší pomocí výparníku umístěného v traktu vzduchotechnického kanálu.

V teoretické části jsou popsány základní pojmy související s tematikou kogenerace s pístovými motory a tepelnými čerpadly. Kapitola také obsahuje princip výroby tepelné a elektrické energie a možnosti využití tepelných čerpadel s jejich základními zařízeními.

Praktická část se nejprve orientuje na návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem TCG 2020 V16 firmy MWM. Dále je postupně vypočteno a navrženo tepelné čerpadlo se základními součástkami. Jedná se o teoretický návrh.

Poslední kapitola diplomové práce se zabývá technickým a ekonomickým zhodnocením celého projektu. Ekonomické porovnání se zaměřuje na zhodnocení stavu před a po realizaci, tedy stav kdy nebylo napojeno tepelné čerpadlo a stav, kdy již bylo připojeno projektované tepelné čerpadlo společně s pomocnými zařízeními. Každá z těchto variant je dále porovnána se stavem, kdy není kogenerační jednotka instalována. Výsledkem těchto ekonomických zhodnocení bude představa o tom, zda se realizace těchto dvou variant zapojení vyplatí. Ekonomické zhodnocení nám také poskytne vhled do návratnosti investice.

2 Kogenerační výroba

V dnešní době, je již pojem kogenerační výroba (teplárenská výroba) dobře známý a je označován jako společná, neboli sdružená výroba elektrické energie a tepla. Její další možné zkratky a názvy jsou pojmy KVET(kombinovaná výroba elektřiny a tepla) v zahraničí spíše označováno jako Co-generation.

Jednoduše řečeno, pojem kogenerace vyjadřuje společnou výrobu jak elektrické, tak i tepelné energie. Za zmínku určitě stojí to, že tyto energie se od sebe zásadně liší ve spoustě hledisek. Například v technice a způsobu výroby, nebo v pořizovacích nákladech. Těmto rozdílům se věnují navazující podkapitoly. [2]

2.1 Rozdíl mezi elektrickou a tepelnou energií

V drtivé většině případů jsou výrobcem elektrické energie elektrárny. Zjednodušeně by se dalo říct, že princip výroby elektrické energie spočívá v transformaci tepelné energie z primárních energetických zdrojů (PEZ). Tyto paliva jsou ale vyčerpatelná. Tepelná energie se většinou generuje pomocí spalovacího zařízení a dále je předávána pomocí páry na turbínu, která je přes spojku napojená na generátor, který vyrábí již zmíněnou elektrickou energii. Energetická soustava v České republice je tvořena zejména parními (uhelnými) elektrárnami. Co se týče samotné přeměny energie na elektrickou, přes těžbu paliva, transport, uskladnění a konečné využití, tak nejlepší elektrárny dosahují účinnosti kolem 34%. Zbýlých 66% je nenávratně mařeno odvodem do okolí.

Oproti elektrické je tepelná energie méně hodnotná, její využití je poměrně omezené a transformace na kvalitnější hodnotu není lehká, ba naopak velmi obtížná. Avšak její výhoda spočívá v tom, že teplo získané z PEZ ve formě horké anebo teplé vody, se technologicky poměrně jednoduše získává a hlavně je méně nákladné. Zařízení, ve kterém se vyrábí pouze teplo, nazýváme výtopna. [1], [2]

Ke konečnému porovnání obou zmíněných energií, byly zavedeny měrové jednotky. Používají se Jouly (J) s jednotlivými násobky (kJ, MJ, GJ). U elektrické energie se používají vedlejší jednotky. Ty prezentuje kilowatthodina (kWh) a její násobky opět (MWh, GWh). Pro označení sdíleného tepla se většinou užívá znak písmene Q a elektrickou energii prezentuje písmeno E. Neméně důležitou veličinou je tok energie za čas, nazýván jako výkon s označením a jednotkou P_t (kWh_t) pro teplo a P_e (kWh_e) pro elektrickou energii. [2]

2.2 Zásady kogenerace

Pomocí kogenerace se transformuje energie obsažená v palivu na energii tepelnou a mechanickou. Dále se pomocí alternátoru/generátoru vyprodukuje elektřina. Prostá definice zní, že spálením přivedeného pracovního média v poháněcí jednotce vzniká vysokopotenciální tepelná energie a ta je předána do generátoru, ve kterém vzniká elektrická energie. Dle typu kogeneračního zařízení se přivádí teplo do výměníků, buďto ve formě spalin, v podobě páry odebírané z turbíny anebo tepla, které je chlazeno motorem. Vše vrcholí ve výměnících, kde se tepelná energie předává na nosné médium a to v podobě páry nebo horké a teplé vody. [3]

Pro lepší porovnání efektivnosti kogeneračních zařízení se užívá teplotní modul, který je uveden níže. Tento vzorec vyjadřuje podíl energií (elektrické a tepelné) vyrobených v již zmíněném kogeneračním zařízení. Kogenerační zařízení se dá označit i jako kogenerační jednotka (dále jen KJ). V odborných literaturách se můžeme setkat označením součinitel závislého elektrického výkonu, nebo modul teplotní výroby elektřiny. [1], [2]

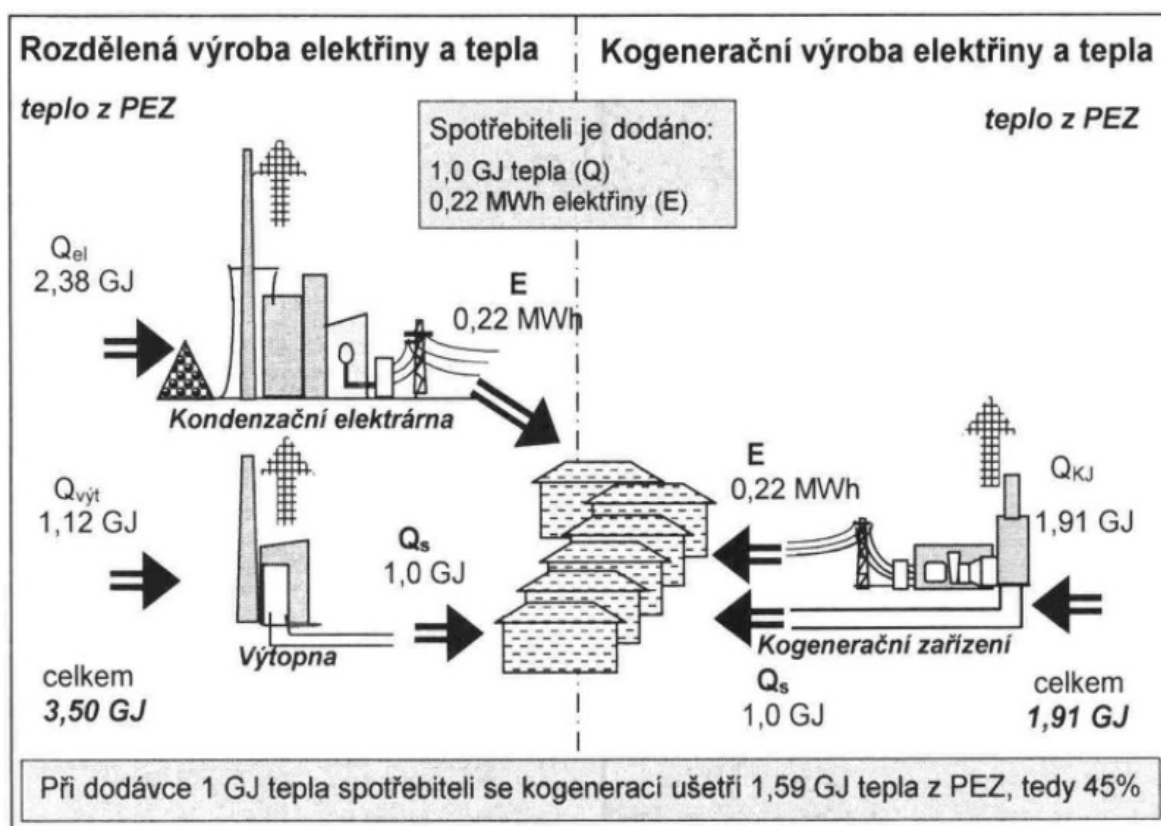
$$e = \frac{E_{el}}{Q_{tep}} [1] \quad (1)$$

2.3 Energetický přínos

V první řadě se jedná o pokles spotřeby PEZ, který je jednoduše znázorněn na Obr. č. 1. Pro srovnání je vybrán kogenerační způsob oproti konvenčnímu oddělenému způsobu výroby tepla a elektřiny. První příklad vlevo se týká výroby elektřiny, která probíhá v elektrárně spalující hnědé uhlí a teplo je generováno z plynové výtopny. Výtopna dosahuje účinnosti 90% a elektrárna 33%, kde jsou již započteny ztráty v rozvodech k místu odbíratele energie. Spotřebitel požaduje dodávku 0,22 MWh elektřiny a 1,0 GJ tepla. Elektrárna (kondenzační) spotřebuje 2,38 GJ tepla z hnědého uhlí, přičemž 1,58 GJ je odváděno jako ztráta do okolí (chladicími věžemi). Výtopna spotřebuje 1,12 GJ tepla a odvádí ztrátu 0,12 GJ do okolí. Součtem tepel dodaných do teplárny a elektrárny získáme hodnotu 3,5 GJ.

Výhoda kogenerační výroby spočívá v tom, že obě jmenované energie se vyrobí společně v jednom zařízení. Uvažujeme účinnost 90% a KJ se spalovací turbínou a s kotlem na odpadní teplo. Spalováním paliva se spotřebuje 1,91 GJ tepla a 0,19 GJ se odvádí většinou v podobě výfukových spalin do okolí.

Jednoduchým odečtením vstupujících tepel mezi rozdělenou výrobou a sdruženou výrobou elektřiny a tepla dosahuje úspora z PEZ 1,59 GJ tepla. To představuje 45% úsporu. [2]



Obr.č.1 Příklad energetické úspory spotřeby tepla z PEZ [2]

2.4 Snížení dopadu na životní prostředí

Nynější kombinovaná výroba elektřiny a tepla úspěšně dosahuje požadovaných limitů vypouštěných emisí do ovzduší a dále se snaží přísně dohlížet na dodržování právních norem a předpisů. Touto metodou se výrazně eliminuje celkový počet emisí vypouštěný do ovzduší. Jedná se hlavně o tyto emitující látky: CO, CO₂, SO₂, NO_x, prach a jiné tuhé znečišťující látky. K tomuto prospěšnému stavu přispívá hlavně plynofikace výroby elektrické energie. Přehled a porovnání jednotlivých průměrných emitujících škodlivin nabízí níže znázorněná tabulka Tab. č. 2. Srovnání se týká, použití hnědého uhlí a zemního plynu jako paliva pro výrobu následné elektrické energie. [2]

Tab. č. 1. Přehled emitujících látek [2]

Emitující látky	Elektrárny (Hnědé uhlí)	Výtopny, kogenerace (Zemní plyn)
NO _x	0,60	0,07
CO	0,05	0,03
SO ₂	0,41	-
Tuhé částice, prach	0,23	-

Pozn. Emitující koeficienty uváděny v (kg/GJ)

Pro lepší přehled a představu o úspoře energie se vychází ze vzorce č. (2). Tento obecný vzorec bere v úvahu rozdíly mezi účinnostmi KJ a náhradních výtopen.

$$\frac{M_X}{Q_S} = \left(\frac{m_X^{Vyt}}{\eta_{Vyt}} - \frac{m_X^{KJ}}{\eta_{KJ}} \right) + e \cdot \left(\frac{m_X^{El}}{\eta_{El}} - \frac{m_X^{KJ}}{\eta_{KJ}} \right) \quad (2)$$

Veličina:

M [kg] snížené množství emise látky

m [kg · GJ⁻¹] hodnota emisní látky, při spálení 1kg paliva

Index:

x vyjadřuje druh emitujících látek

KJ vztah ke kogenerační výrobě

Vyt vztah k výtopně

El vztah ke kondenzační elektrárně [2]

2.5 Rozdělení a druhy kogeneračních zařízení

Na dnešním světovém trhu se objevuje nespočet druhů a typů jednotlivých zařízení pracujících na principu kogenerace. Vyvíjejí a konstruují se nové druhy kogeneračních jednotek, které odpovídají přesným parametrům, zadaných odběratelem a dále spotřebitelem. Důvod pro velký rozkvět je hlavně v legislativních ustanoveních, které umožnily další rozvoj pro investování, zřizování a provozování jednotek. [2]

Základní uspořádání kogeneračního zařízení:

- pohonná jednotka – motor,
- elektrický alternátor (s napojením na veřejnou a spotřebitelskou síť),
- výměník tepla – kotel (s propojením na rozvodnou tepelnou síť),

- řídicí, kontrolní systémy. [2]

Hlavní část KJ je tedy tvořena pohonnou (primární) jednotkou. Podle této jednotky se dále odvíjí druh technologie kogenerace a princip zdařilého pracovního chodu stroje. Technologie dělíme dle rozdílných kritérií:

Podle jednotky pohonu:

- turbína
 - parní,
 - spalovací,
- spalovací motory
 - zážehové,
 - vznětové.
- paroplynové stroje a zařízení,

Moderní druhy pohonné jednotky:

- mikroturbíny,
- Stirlingovy motory,
- ORC – zařízení, které využívá organický cyklus,
- Talbott systém,
- Parní motory,
- palivové články,
- TČ – tepelná čerpadla. [2]

Rozdělení dle dodávky a výroby tepla:

- závodní tepelné centrály (průmyslové centrály),
- veřejné tepelné centrály,
- KJ, které vlastní fyzické osoby. [2]

Rozdělení dle skupenství přivedeného paliva:

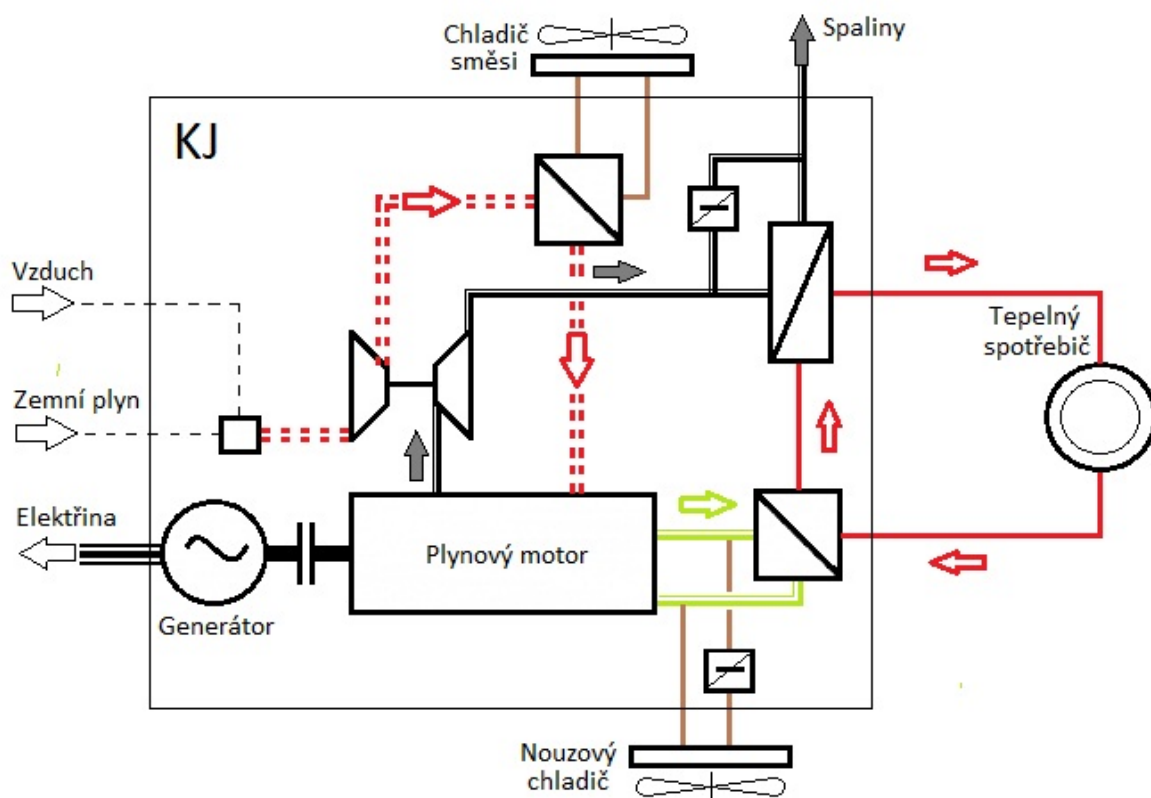
- pevné,
- kapalně,
- plynné. [2]

Rozdělení dle primárního paliva přivedeného do pracovního prostoru:

- neobnovitelné zdroje,
- obnovitelné zdroje (bioplyn, skládkový plyn).

2.6 Kogenerace s plynovými spalovacími motory

Velmi vhodný tepelný stroj k následné sdružené výrobě elektrické a tepelné energie. Instalace a objev této technologie se u nás datuje na počátek 90. století. Konstruuji se ve velkém rozsahu výkonů a to od 7 až do 5 000 kW_e. Jsou provozovány a využívány v odlišných podmínkách, počínaje rodinným domkem, přes výrobní provozy menšího typu, školy, hotely, nemocnice, sportovní a jiné podobné komunální zařízení, až po výrobní provozy velkého průmyslového typu. Do roku 2000 činil celkový instalovaný výkon KJ kolem 100 MW a dominujícím dodavatelem KJ se stala firma TEDOM s.r.o.



Obr. č. 2. Schéma KJ se spalovacím motorem a turbodmychadlem

Pro lepší pochopení chodu KJ, je výše na obrázku Obr. č. 2 uvedeno schéma kogenerace se spalovacím motorem. Princip chodu zařízení je poměrně jednoduchý. Do motoru se přivádí směs vzduchu a paliva např. zemní plyn. Zde se spaluje a to buď v zážehovém, nebo vznětovém motoru, který je připojen přes spojku pomocí hřídele na generátor, který vyrábí elektrickou energii. Vygenerované teplo se získává ze sériově řazených chladičů primárního okruhu (vodního pláště motoru), chladiče oleje a výfukových plynů (spalin). U přeplňovaných motorů se dále získá teplo pomocí chladiče plnicí směsi. S těchto výměníků se teplo předává nejčastěji ve formě teplé vody (90/70°C) a výjimečně v podobě horké vody (130/90°C). Teplo z vodního pláště motoru se průměrně

podílí na zhruba 60% výkonu KJ a teplo z vystupujících spalín 40%. Teplo získané z chlazení palivové směsi je na nižší tepelné hranici, a proto se většinou maří ve vnějších chladičích. Toto teplo je takzvaně nízkopotenciální. U kapotovaných KJ s odhlučněním se započítává do nízkopotenciálního tepla odvod chladicího (ventilačního) vzduchu uvnitř kapoty. Tyto prakticky odpadní tepla se dají využít, například pomocí tepelného čerpadla. [3]

Výrobci dodržují stejné konstrukční uspořádání (sestavu) KJ a příliš se od sebe neliší. Konstrukteři se snaží vyvíjet nové a výkonnější jednotky a přikládají důraz hlavně na vysokou účinnost, omezování škodlivých emitujících látek vypouštěných do ovzduší a v poslední řadě se zaměřují na samotný komfort obsluhy zařízení. [3]

První KJ v České republice vycházely svým koncepčním řešením z klasických dieselových motorů. Takovýto motor se upravil na to, aby byl schopný spalovat plynné palivo. Byl odstraněn chladič vody a místo něho se zapojila soustava pro odvod tepla v podobě výměníků. V dnešní době se setkáme s těmito variantami provedení KJ:

- modulové,
- stavebnicové,
- kontejnerové.



Obr. č. 3. Stavebnicové a kontejnerové uspořádání KJ [15]

Modulové uspořádání se vyznačuje kompletní funkční odzkoušenou sestavou s definovanými přípojnými díly. Hlavní výhodou této volby je velmi rychlá montáž s kompletně odhlučněnou kapotou. Komplikace jsou zde dány kompaktností, kdy v případě poruchy nebo údržby komplikuje přístup. [3]

U stavebnicového řešení jsou díly dodány zákazníkovi v jednotlivých kusech (kusy rozložené na základní díly – generátor s motorem, jednotlivé výměníky tepla, čerpadla, tlumiče na sání a výfuku). Výhodou se stává možná nižší cena a díky dispozičně přizpůsobenému prostoru pak lepší přístup v případě poruchy, údržby. Do ceny se však počítají i další potřebné stavební náklady, které s sebou nesou i patřičné odhlučnění strojovny, což se cenově stává velkou nevýhodou. [3]

Kontejnerové uspořádání najde svou funkčnost především v místě, kde není zastřešení. Dodává se v kontejneru se všemi funkčními odzkoušenými díly včetně přípojných dílů. Takové to řešení se často dodává například na skládky komunálního odpadu, kde se využívají ke spalování skládkového plynu.

V následujících podkapitolách jsou uvedeny základní součásti kogeneračních jednotek.

2.6.1 Plynová trať

Zajišťuje přívod spalovacího plynu do jednotky a jeho další přípravu k samotnému spalování. Tlak plynu se pohybuje v rozsahu 2 až 20 kPa u menších jednotek, u větších dosahuje až 50 kPa. V plynové trati je vměstnán filtr, který zamezuje vniknutí pevných částí do motoru. [3]

2.6.2 Motor

Z hlediska ekonomického a provozního je to nejdůležitější část KJ. Vysoká technická kvalita plynového motoru je nutným předpokladem pro dosahování velkých účinností, výkonů, minimální poruchovosti a dlouhé odolnosti. [3]

2.6.3 Generátor

Elektrické generátory bývají v asynchronním (výkon cca do 100kW, levnější, pouze paralelní provoz se sítí a požadují kompenzaci účinníků) nebo synchronním provedení (bez omezení, jedno nebo dvouložiskové).[3]

2.6.4 Výměníky

V případě KJ s plynovými motory hovoříme hlavně o těchto čtyřech výměnících tepla:

- **Výměník - primární okruh**

Využití výměníku voda – voda, pomocí kterého se předává teplo z primárního do sekundárního okruhu k využití. Nejčastěji deskový výměník.

- **Výměník – spalínový**

Trubkový výměník, musí se dodržet tlaková ztráta na straně spalin. Tento výměník odebírá teplo spalinovým plynům které dále vstupují do komína.

- **Chladič oleje**

Trubkový nebo lamelové provedení výměníku a je zapojen do primárního okruhu. Není nutná instalace, ale je doporučován k poměrně vysokým teplotám. Má také dobrý vliv na prodloužení servisních lhůt a následné výměny oleje.

- **Chladič plnicí směsi**

Označován jako mezichladič, obvykle zabudován do motoru jako jeho součást. Snižuje teplotu plnicí směsi na vhodnou hladinu přípustnou pro dobré spalování v motoru. [3]

2.6.5 Vývod spalin

Odvod spalin je řešen pomocí spalinovodu, který vede do komínu. Před tím je však ve spalinovém výměníku odevzdáno teplo a tím jsou spaliny ochlazeny na požadovanou hodnotu. Spaliny opouštějící jednotku dosahují teploty 120 °C. Nesmí být překročena tlaková ztráta, jelikož na ni závisí správná činnost jednotky. Mezní hodnota tlakové ztráty je v rozmezí od 10 do 20 mbar. Ztráta je závislá především na rychlosti spalin a vlastnostech spalinovou (délka, ohyby kanálů). Rychlost se pohybuje od 10 do 30 m/s (ideální stav: 15-20 m/s). [3]

2.6.6 Ventilace

Ventilační systém a jeho pomocné zařízení odvádějí z horkých částí pracujícího motoru a z generátoru nízkopotenciální teplo pomocí ventilačního vzduchu. Kdyby nebyl nainstalován, vedlo by to k přílišnému nárůstu teploty uvnitř protihlukové kapotáže. Chladicí vzduch je nasáván axiálním ventilátorem z prostoru strojovny a pomocí vzduchotechnického potrubí je vyváděn směrem ven ze strojovny. Nasávaný vzduch se pohybuje v rozmezí 10 až 30 °C. [3]

2.6.7 Zařízení k omezení hluku

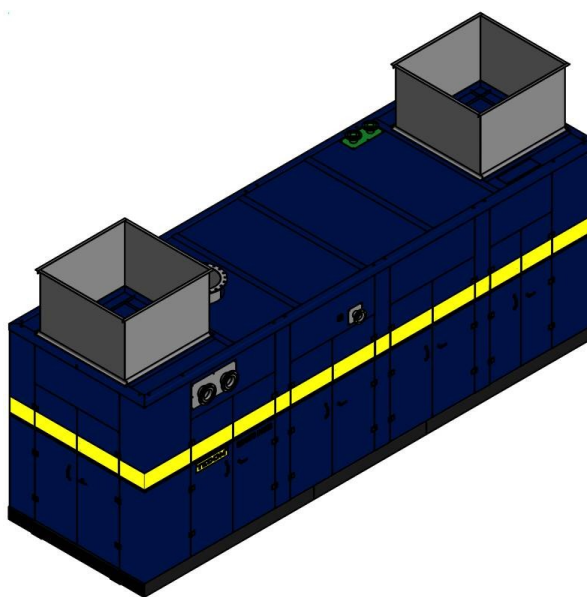
Hlavní hluk je vytvářen při chodu motoru a tento hluk se šíří dvěma směry. Šíří se buď prostupem přes budovy, nebo samotné stěny skříně kogeneračního zařízení. Další možnost šíření hluku je spojena s vycházejícími spalinovými plyny. Opatření pro omezení hluku spočívá v instalaci protihlukového krytu (samonosná, panelová konstrukce). Snížení hluku

s možností protihlukového krytu dosahuje útlumu až do 25 dB. Na straně výfukového potrubí se instalují tlumiče výfuku. Ty dosahují útlumu od 25 až do 35 dB. [3]

2.7 Kogenerační jednotka Quanto D1600

Tato kogenerační jednotka (Obr. č. 4.) Quanto spadá do výkonové řady středních až vyšších výkonů. Tvořena lehce připojitelnými kompaktními celky. Je určena pro umístění do nitra strojovny a je tvořena různými částmi:

- modulem motorgenerátoru (v protihlukovém krytu na základovém rámu),
- TM – technologickým modulem,
- katalyzátorem,
- dvojicí tlumičů výfuku (do spalínovou strojovny),
- elektrickými rozvaděči (volně stojícími).



Obr. č. 4. KJ Quanto D1600, ukázka protihlukového krytu [15]

Tab. č. 2. Hlavní rozměry a hmotnost KJ Quanto D1600 [15]

Název	Modul motorgenerátoru	Technologický modul
Délka	8 100 [mm]	6 100 [mm]
Šířka - transportní	2 400 [mm]	1 900 [mm]
Výška - transportní	3 100 [mm]	2 735 [mm]
Hmotnost - přepravní	19 500 [kg]	5 000 [kg]

Hodnoty šířky a výšky nezahrnují rozměry plynové trasy a vzduchotechnických tras s ventilátory.

Tab. č. 3. Základní technické daje KJ Quanto D1600

Název	Hodnota	Veličina
Jmenovitý elektrický výkon	1560	[kW]
Maximální tepelný výkon (při vychlazení 90°C)	1791	[kW]
Tepelný výkon (pro teplotní spád 70/90°C)	1662	[kW]
příkon v palivu	3606	[kW]
Elektrická účinnost	43,3	[%]
Maximální tepelná účinnost (při vychlazení 90°C)	49,6	[%]
Tepelná účinnost (pro teplotní spád 70/90°C)	46,0	[%]
Celková účinnost	89,3	[%]
Spotřeba plynu při 100% výkonu	380	[m ³ /h]

3 Výpočet idealizovaného motoru

Výpočty jsou realizovány pro plynový spalovací motor TCG 2020 V16 německé firmy MWM. Tento motor je zobrazen na Obr. č. 5 a zadané parametry potřebné k výpočtu jsou uvedeny v Tab. č. 4. Pro výpočet idealizovaného motoru byly použity hodnoty pro zemní plyn o výhřevnosti $34\,871,1 \text{ kJ/m}_N^3$.

Tab. č. 4. Hodnoty pro určení idealizovaného motoru

Hlavní rozměry - Motor TCG 2020 V16, MWM			
Název	Označení	Hodnoty	Jednotky
Průměr pístu (vrtání) x Délka	D x s	0,170x0,195	[m]
Uspořádání válců	-	do V	[-]
Otáčky	n	1 500	[1/min]
Kompresní poměr	ε	13,5	[1]
Počet válců	i	16	[1]
Ostatní údaje			
Sání - tlak	p_1	0,25	[MPa]
Sání - teplota	t_1	60	[°C]
Výfuk - tlak	p_6	0,35	[MPa]
Účinnost - objemová	η_v	0,96	[1]
Účinnost - spalování	η_{ch}	0,95	[1]
Účinnost mechanická	η_m	0,90	[1]
Stupeň vyhoření paliva, $v =$	x	0,80	[1]
Podíl tepla, odvedeno	x_{ch}	0,30	[1]
Podíl tepla, odvedeno při $p =$	x_s	0,15	[1]
Podíl tepla, odvedeno při	x_v	0,20	[1]
Exponent polytropický u	n_k	1,3	[1]
Exponent polytropický u	n_e	1,3	[1]
Minimální množství	$V_{vz \min}$	9,276	[m_N^3/m_N^3]
Minimální množství spalin,	$V_{sp \min}^s$	8,314	[m_N^3/m_N^3]
Výhřevnost paliva	Q_r^i	34 871,1	[kJ/ m_N^3]
Přebytek vzduchu	λ	1,8	[-]
Náhradní funkce pro určení měrných vnitřních energií:			
- Vzduchu		$0,99018 \cdot t + 7,1774 \cdot 10^{-5} \cdot t^2$	[kJ/ m_N^3]
- Spalin		$1,122629052 \cdot t + 8,582440432 \cdot 10^{-5} \cdot t^2$	[kJ/ m_N^3]
Náhradní funkce pro určení měrných entalpií:			
- Vzduchu		$1,28957 \cdot t + 0,000114632 \cdot t^2$	[kJ/ m_N^3]
- Spalin		$1,336851149 \cdot t + 0,0001468821 \cdot t^2$	[kJ/ m_N^3]



Obr. č. 5. Plynový spalovací motor TCG 2020 V16, MWM [15]

3.1 Určení objemu válců:

Zdvihový objem válce:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0,17^2}{4} \cdot 0,195 \doteq 4,426 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \quad (3)$$

Zdvihový objem pro 16 válců:

$$V_{z,16} = V_z \cdot i = 4,426 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \doteq 70,816 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \quad (4)$$

Objem pracovního prostoru s pístem v horní úvrati:

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{4,426 \cdot 10^{-3}}{13,5 - 1} \doteq 3,541 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]} \quad (5)$$

Objem pracovního prostoru s pístem v dolní úvrati:

$$V_1 = V_z + V_2 = 4,426 \cdot 10^{-3} + 3,541 \cdot 10^{-4} \doteq 4,78 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \quad (6)$$

3.2 Komprese - polytropická:

Bod 2 - Tlak na konci komprese:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_k} = 250\,000 \cdot 13,5^{1,3} = 7\,368\,412 \text{ [Pa]} \quad (7)$$

Bod 2 - Teplota na konci komprese:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot \varepsilon^{n_k-1} = (60 + 273,15) \cdot 13,5^{1,3-1} = 727,34 \text{ [K]} \\ t_2 &= 727,34 - 273,15 = 454,19 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \quad (8)$$

Množství spalovacího vzduchu:

$$\begin{aligned} V_{vz}^+ &= V_{vz \text{ min}} \cdot \lambda = 9,276 \cdot 1,8 \\ V_{vz}^+ &= 16,697 \text{ [} m_N^3 / m_N^3 \text{]} \end{aligned} \quad (9)$$

3.3 Spalování (hoření) za konstantního objemu

Teoretické minimální množství nasátého paliva za jeden cyklus v jednom válci pro ideální cyklus:

$$\begin{aligned} V_{pli}^+ &= \frac{V_z}{1 + \lambda \cdot V_{vz \text{ min}}} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} = \frac{4,426 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,8 \cdot 9,276} \cdot \frac{250}{101,325} \cdot \frac{273,15}{333,15} \\ V_{pli}^+ &= 5,059 \cdot 10^{-4} \text{ [} m_N^3 / \text{cyklus} \text{]} \end{aligned} \quad (10)$$

Pro idealizovaný cyklus platí:

$$\begin{aligned} V_{pl}^+ &= V_{pli}^+ \cdot \eta_v = \frac{V_z}{1 + \lambda \cdot V_{vz \text{ min}}} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} \cdot \eta_v = \frac{4,426 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,8 \cdot 9,276} \cdot \frac{250}{101,325} \cdot \frac{273,15}{333,15} \cdot 0,96 \\ V_{pl}^+ &= 4,857 \cdot 10^{-4} \text{ [} m_N^3 / \text{cyklus} \text{]} \end{aligned} \quad (11)$$

Množství spalin za 1 cyklus:

$$\begin{aligned} V_{sp \text{ cykl}} &= V_{pl}^+ \cdot V_{sp}^+ = V_{pl}^+ \cdot [V_{vz \text{ min}} \cdot (\lambda - 1) + V_{sp \text{ min}}] \\ V_{sp \text{ cykl}} &= 4,857 \cdot 10^{-4} \cdot [9,276 \cdot (1,8 - 1) + 8,314] \\ V_{sp \text{ cykl}} &= 7,642 \cdot 10^{-3} \text{ [} m_N^3 / \text{cyklus} \text{]} \end{aligned} \quad (12)$$

Bod 2 - Měrná vnitřní energie vzduchu za konstantního tlaku:

$$\begin{aligned} u &= a_u \cdot t_2 + b_u \cdot t_2^2 \\ u_2 &= 0,99018 \cdot 454,19 + 7,71774 \cdot 10^{-5} \cdot 454,19^2 \\ u_2 &= 465,65 \text{ [} kJ / m_N^3 \text{]} \end{aligned} \quad (13)$$

Bod 2 - Vnitřní energie:

$$\begin{aligned} U_2 &= V_{pl}^+ \cdot V_{vz}^+ \cdot u_2 = 4,857 \cdot 10^{-4} \cdot 16,697 \cdot 465,65 \\ U_2 &= 3,776 \text{ [} kJ / \text{cyklus} \text{]} \end{aligned} \quad (14)$$

Množství tepla uvolněného spálením zčásti paliva za izochorického přívodu tepla:

$$Q_{23} = V_{pl}^+ \cdot Q_i^r \cdot \eta_{ch} = 4,857 \cdot 10^{-4} \cdot 15\,394,86 \cdot 0,95$$

$$Q_{23} = 16,09 \text{ [kJ / cyklus]} \quad (15)$$

Bod 3 - Vnitřní energie:

$$U_3 = Q_{23} \cdot x + U_2 = 16,09 \cdot 0,8 + 3,776$$

$$U_3 = 16,648 \text{ [kJ / cyklus]} \quad (16)$$

Bod 3 - Měrná vnitřní energie:

$$u_3 = \frac{U_3}{V_{sp\,cykl}} = \frac{16,648}{7,642 \cdot 10^{-3}}$$

$$u_3 = 2\,178,49 \text{ [kJ / m}_N^3\text{]} \quad (17)$$

Bod 3 – určení teploty:

$$t_3 = \frac{-a_u + \sqrt{a_u^2 + 4 \cdot b_u \cdot u_3}}{2 \cdot b_u}$$

$$t_3 = \frac{-1,122629052 + \sqrt{1,122629052^2 + 4 \cdot 8,582440432 \cdot 10^{-5} \cdot 2178,49}}{2 \cdot 8,582440432 \cdot 10^{-5}} \quad (18)$$

$$t_3 = 1\,715,53 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_3 = 1\,988,68 \text{ [K]}$$

Bod 3 – Tlak:

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{7\,368\,412 \cdot 1988,68}{727,34}$$

$$p_3 = 20\,146\,580 \text{ [Pa]} \quad (19)$$

Bod 3 - Objem:

$$V_3 = V_2 = 3,541 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]} \quad (20)$$

3.4 Spalování (hoření) za konstantního objemu

Množství tepla, které se uvolní spálením zbytku paliva:

$$Q_{34} = Q_i \cdot V_{pl}^+ \cdot (1-x) \cdot \eta_{ch} = 34\,871,1 \cdot 4,857 \cdot 10^{-4} \cdot (1-0,8) \cdot 0,95$$

$$Q_{34} = 3,218 \text{ [kJ / cyklus]} \quad (21)$$

Množství tepla odvedeného přes chlazení:

$$\begin{aligned} Q_{chl\ 34} &= Q_{23} \cdot x_{ch} \cdot x_s \\ Q_{chl\ 34} &= 16,09 \cdot 0,3 \cdot 0,15 \\ Q_{chl\ 34} &= 0,724 \text{ [kJ / cyklus]} \end{aligned} \quad (22)$$

Bod 3 - Měrná entalpie spalin:

$$\begin{aligned} i_3 &= a_i \cdot t_3 + b_i \cdot t_3^2 \\ i_3 &= 1,336851149 \cdot 1715,53 + 0,0001468821 \cdot 1715,53^2 \\ i_3 &= 2725,69 \text{ [kJ / m}_N^3 \text{]} \end{aligned} \quad (23)$$

Bod 3 - Entalpie:

$$\begin{aligned} I_3 &= V_{sp\ cykl} \cdot i_3 = 7,642 \cdot 10^{-3} \cdot 2725,69 \\ I_3 &= 20,83 \text{ [kJ / cyklus]} \end{aligned} \quad (24)$$

Bod 4 - Entalpie:

$$\begin{aligned} I_4 &= I_3 + Q_{34} - Q_{chl\ 34} \\ I_4 &= 20,83 + 3,218 - 0,724 \\ I_4 &= 23,324 \text{ [kJ / cyklus]} \end{aligned} \quad (25)$$

Bod 4 - Měrná entalpie:

$$\begin{aligned} i_4 &= \frac{I_4}{V_{sp\ cykl}} = \frac{23,324}{7,642 \cdot 10^{-3}} \\ i_4 &= 3052,08 \text{ [kJ / m}_N^3 \text{]} \end{aligned} \quad (26)$$

Bod 4 - Teplota:

$$\begin{aligned} i_4 &= a_i \cdot t_4 + b_i \cdot t_4^2 \\ t_4 &= \frac{-a_i + \sqrt{a_i^2 + 4 \cdot b_i \cdot i_4}}{2 \cdot b_i} \\ t_4 &= \frac{-1,336851149 + \sqrt{1,336851149^2 + 4 \cdot 0,0001468821 \cdot 3052,08}}{2 \cdot 0,0001468821} \\ t_4 &= 1890,39 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_4 &= 2163,54 \text{ [K]} \end{aligned} \quad (27)$$

Bod 4 - Tlak:

$$p_4 = p_3 = 20\ 146\ 580 \text{ [Pa]} \quad (28)$$

3.5 Expanze - polytropická

Bod 4 - Objem:

$$V_4 = \frac{V_3 \cdot T_4}{T_3} = \frac{3,541 \cdot 10^{-4} \cdot 2163,54}{1988,68} \quad (29)$$
$$V_4 = 3,852 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

Bod 5 - Objem:

$$V_5 = V_1 = 4,78 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} \quad (30)$$

Bod 5 - Teplota:

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e - 1} = 2163,54 \cdot \left(\frac{3,852 \cdot 10^{-4}}{4,78 \cdot 10^{-3}} \right)^{1,3 - 1}$$
$$T_5 = 1016,35 \text{ [K]} \quad (31)$$
$$t_5 = 743,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Bod 5 - Tlak:

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e} = 20146580 \cdot \left(\frac{3,852 \cdot 10^{-4}}{4,78 \cdot 10^{-3}} \right)^{1,3}$$
$$p_5 = 762670,99 \text{ [Pa]} \quad (32)$$

Bod 5 - Měrná entalpie:

$$i_5 = a_i \cdot t_5 + b_i \cdot t_5^2 = 1,336851149 \cdot t_5 + 0,0001468821 \cdot t_5^2$$
$$i_5 = 1,336851149 \cdot 743,2 + 0,0001468821 \cdot 743,2^2 \quad (33)$$
$$i_5 = 1074,63 \text{ [kJ / m}_N^3\text{]}$$

Bod 5 - Entalpie:

$$I_5 = V_{sp\text{ cykl}} \cdot i_5 = 7,642 \cdot 10^{-3} \cdot 1074,63$$
$$I_5 = 8,212 \text{ [kJ / cyklus]} \quad (34)$$

3.6 Výfuk spalin do spalinového traktu

Bod 6 - Teplota:

$$T_6 = T_5 \cdot \frac{2}{\kappa + 1} = 1\,016,35 \cdot \frac{2}{1,4 + 1}$$

$$T_6 = 846,96 \text{ [K]} \quad (35)$$

$$t_6 = 573,81 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Bod 6 - Měrná entalpie:

$$i_6 = a_i \cdot t_6 + b_i \cdot t_6^2 = 1,336851149 \cdot t_6 + 0,0001468821 \cdot t_6^2$$

$$i_6 = 1,336851149 \cdot 573,81 + 0,0001468821 \cdot 573,81^2 \quad (36)$$

$$i_6 = 815,46 \text{ [kJ / m}^3\text{]}$$

Bod 6 - Entalpie:

$$I_6 = V_{sp\,cykl} \cdot i_6 = 7,642 \cdot 10^{-3} \cdot 815,46$$

$$I_6 = 6,232 \text{ [kJ / cyklus]} \quad (37)$$

Teplo, které se odvede chlazením při změně z bodu 6 do bodu 7:

$$Q_{chl,67} = Q_i \cdot V_{pl}^+ \cdot x_{ch} \cdot x_v$$

$$Q_{chl,67} = 34871,1 \cdot 4,857 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3 \cdot 0,2 \quad (38)$$

$$Q_{chl,67} = 1,016 \text{ [kJ / cyklus]}$$

Bod 7 - Entalpie:

$$I_7 = V_{sp\,cykl} \cdot i_6 - Q_{chl,67} = 7,642 \cdot 10^{-3} \cdot 815,46 - 1,016$$

$$I_7 = 5,216 \text{ [kJ / cyklus]} \quad (39)$$

Bod 7 - Měrná entalpie:

$$i_7 = \frac{I_7}{V_{sp\,cykl}} = \frac{5,216}{7,642 \cdot 10^{-3}}$$

$$i_7 = 682,54 \text{ [kJ / m}_N^3\text{]} \quad (40)$$

Bod 7 - Teplota:

$$t_7 = \frac{-a_i + \sqrt{a_i^2 + 4 \cdot b_i \cdot i_7}}{2 \cdot b_i}$$

$$t_7 = \frac{-1,336851149 + \sqrt{1,336851149^2 + 4 \cdot 0,0001468821 \cdot 682,54}}{2 \cdot 0,0001468821} \quad (41)$$

$$t_7 = 484,74 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_7 = 757,89 \text{ } [\text{K}]$$

Měrná entalpie spalin pro 200 $[^{\circ}\text{C}]$ na konci výfuku v bodě 0:

$$i_0 = a_i \cdot t_0 + b_i \cdot t_0^2 = 1,336851149 \cdot t_0 + 0,0001468821 \cdot t_0^2$$

$$i_0 = 1,336851149 \cdot 200 + 0,0001468821 \cdot 200^2 \quad (42)$$

$$i_0 = 273,25 \text{ } [\text{kJ} / \text{m}^3]$$

3.7 Vykonaná práce a výkon

Vykonaná práce oběhu (0-1), při sání paliva:

$$A_{01} = p_1 \cdot V_z$$

$$A_{01} = 250000 \cdot 4,31 \cdot 10^{-3} \quad (43)$$

$$A_{01} = 1106,5 \text{ } [\text{J} / \text{cykl}]$$

Vykonaná práce oběhu (1-2), při polytropické kompresi:

$$A_{12} = -\frac{p_1 \cdot V_1}{n_k - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \right] = \frac{250\,000 \cdot 4,78 \cdot 10^{-3}}{1,3 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{7\,368\,412}{250\,000} \right)^{\frac{1,3 - 1}{1,3}} \right] \quad (44)$$

$$A_{12} = -4\,713,21 \text{ } [\text{J} / \text{cykl}]$$

Práce za konstantního objemu při stavu hoření se nevykonává.

Práce oběhu (3–4), hoření s konstantním tlakem:

$$A_{34} = (V_4 - V_3) \cdot p_3 = (3,852 \cdot 10^{-4} - 3,541 \cdot 10^{-4}) \cdot 20\,146\,580 \quad (45)$$

$$A_{34} = 626,56 \text{ } [\text{J} / \text{cykl}]$$

Práce oběhu (4–5), při polytropické expanzi:

$$A_{45} = \frac{p_3 \cdot V_4}{n_e - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} \right]$$

$$A_{45} = \frac{20\,146\,580 \cdot 3,852 \cdot 10^{-4}}{1,3 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{762\,670,99}{20\,146\,580} \right)^{\frac{1,3 - 1}{1,3}} \right] \quad (46)$$

$$A_{45} = 13\,716,32 \text{ [J / cykl]}$$

Práce oběhu (6–7), při izobarickém výfuku:

$$A_{67} = -p_6 \cdot (V_1 - V_2) = -350000 \cdot (4,78 \cdot 10^{-3} - 3,541 \cdot 10^{-4}) \quad (47)$$

$$A_{67} = -1\,549,06 \text{ [J / cykl]}$$

Celková práce oběhu za dobu 1 cyklu s jedním válcem:

$$A_{id} = A_{01} + A_{12} + A_{34} + A_{45} + A_{67}$$

$$A_{id} = 1\,106,5 - 4\,713,21 + 626,56 + 13\,716,32 - 1\,549,06 \quad (48)$$

$$A_{id} = 9\,187,11 \text{ [J / cyklus]}$$

Práce motoru za dobu 1 cyklus s 16 válci:

$$A_{id\,16} = i \cdot A_{id} = 16 \cdot 9\,187,11 \quad (49)$$

$$A_{id\,16} = 146\,993,76 \text{ [J / cyklus]}$$

Indikovaný výkon 1 válce (idealizovaný výkon, který byl předán na píst):

$$P_{id} = A_{id} \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} \cdot 0,96 = 9\,187,11 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 0,96 \quad (50)$$

$$P_{id} = 110\,245,32 \text{ [W]}$$

Indikovaný výkon celého motoru - skutečný:

$$P_{ids} = i \cdot A_{id} \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} \cdot 0,96 = 16 \cdot 9\,187,11 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 0,96 \quad (51)$$

$$P_{ids} = 1\,763\,925 \text{ [W]}$$

Efektivní výkon motoru - spojkový:

$$P_{ef} = P_{ids} \cdot \eta_m = 1\,763\,925 \cdot 0,9 \quad (52)$$

$$P_{ef} = 1\,587\,532,5 \text{ [W]}$$

3.8 Provozní hodnoty motoru

Součinitel izochorického nárůstu tlaku:

$$\lambda_p = \frac{p_3}{p_2} = \frac{20\,146\,580}{7\,368\,412}$$

$$\lambda_p = 2,734 \quad [1]$$
(53)

Stupeň plnění:

$$\rho = \frac{V_4}{V_2} = \frac{3,852 \cdot 10^{-4}}{3,541 \cdot 10^{-4}}$$

$$\rho = 1,088 \quad [1]$$
(54)

Celková spotřeba paliva motoru s 16 válci:

$$\dot{V}_{pl} = V_{pl}^+ \cdot i \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} = 4,857 \cdot 10^{-4} \cdot 16 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} = 0,09714 \quad [m_N^3 / s]$$
(55)

Skutečná spotřeba spalín - výfuk:

$$\dot{V}_{sp}^{sk} = \dot{V}_{pl} \cdot \dot{V}_{sp} = \dot{V}_{pl} \cdot [V_{vz \min} \cdot (\lambda - 1) + V_{sp \min}]$$

$$\dot{V}_{sp}^{sk} = 0,09714 \cdot [9,276 \cdot (1,8 - 1) + 8,314]$$

$$\dot{V}_{sp}^{sk} = 1,528 \quad [m_N^3 / s]$$
(56)

Tepelný příkon obsažený palivu:

$$P_B = \dot{V}_{pl} \cdot Q_i = 0,09714 \cdot 34\,871\,100$$

$$P_B = 3\,387\,378,65 \quad [W]$$
(57)

Výkon zahrnující spaliny (i_7 přepočteno na 200 °C)

$$P_{sp} = \dot{V}_{sp}^{sk} \cdot (i_7 - i_0) = 1,528 \cdot (682\,540 - 273\,250)$$

$$P_{sp} = 625\,395,12 \quad [W]$$
(58)

Výkon ve chlazení:

$$P_{chl} = P_B \cdot 0,3 \cdot \eta_{vym} = 3\,387\,378,65 \cdot 0,3 \cdot 0,95$$

$$P_{chl} = 965\,402,91 \quad [W]$$
(59)

Tepelný výkon:

$$P_t = P_{chl} + P_{sp} = 965\,402,91 + 625\,395,12$$

$$P_t = 1\,590\,798 \quad [W]$$
(60)

Tepelná účinnost:

$$\eta_{te} = \frac{P_t}{P_B} \cdot 100 = \frac{1\,590\,798}{3\,387\,378,65} \cdot 100$$
$$\eta_{te} = 46,96 \text{ [\%]}$$
(61)

Elektrická účinnost:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_B} \cdot 100 = \frac{P_{ef} \cdot \eta_g}{P_B} \cdot 100 = \frac{1\,587\,532,5 \cdot 0,9}{3\,387\,378,65} \cdot 100$$
$$\eta_{el} = 42,18 \text{ [\%]}$$
(62)

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_t + \eta_{el} = 46,96 + 42,18$$
$$\eta_c = 89,14 \text{ [\%]}$$
(63)

Měrný efektivní (specifický) výkon:

$$\sigma = \frac{P_{ef}}{i \cdot V_z \cdot 1000} = \frac{1\,587\,532,5}{16 \cdot 4,426 \cdot 10^{-3} \cdot 1000}$$
$$\sigma = 22\,417,71 \text{ [W / dm}^3\text{]}$$
(64)

Měrná efektivní spotřeba:

$$\mu_B = \frac{\dot{V}_{pl} \cdot 3600}{P_{ef}} = \frac{0,09714 \cdot 3600}{1\,587,5325}$$
$$\mu_B = 0,22 \text{ [m}^3_N \text{ / kWh]}$$
(65)

Střední efektivní tlak:

$$p_{ef} = \frac{2 \cdot P_{ef}}{i \cdot V_z \cdot n} = \frac{2 \cdot 1\,587\,532,5}{16 \cdot 4,426 \cdot 10^{-3} \cdot 25}$$
$$p_{ef} = 1\,793\,416,74 \text{ [Pa]}$$
(66)

Ideální tepelná účinnost:

$$\eta_{te} = \frac{P_{ef}}{P_B} \cdot 100 = \frac{1\,587\,532,5}{3\,387\,378,65} \cdot 100$$
$$\eta_{te} = 46,87 \text{ [\%]}$$
(67)

Ideální elektrická účinnost:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_B} \cdot 100 = \frac{1\,560\,000}{3\,387\,378,65} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 46,05 \text{ [%]}$$
(68)

Celková ideální účinnost:

$$\eta_c = \eta_t + \eta_{el} = 46,87 + 46,05$$

$$\eta_c = 92,92 \text{ [%]}$$
(69)

Tab. č. 5. Vypočtené parametry idealizovaného plynového motoru

Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Účinnost elektrická	η_{el}	42,18	[%]
Účinnost tepelná	η_{te}	46,96	[%]
Účinnost celková	η_c	89,14	[%]
Elektrický výkon	P_{el}	1 587,5	[kW]
Tepelný výkon	P_t	1 590,8	[kW]
Tepelný příkon v palivu	P_B	3 387,4	[kW]
Měrná efektivní spotřeba spal. paliva	μ_B	0,22	$[\text{m}_N^{-3} \cdot \text{kWh}^{-1}]$
Střední efektivní tlak	p_{ef}	1,793	[MPa]
Stupeň plnění	ρ	1,088	[1]
Součinitel izochorického nárůstu tlaků	λ_p	2,734	[1]

3.9 Celková tepelná bilance motoru:

Zanedbávám teplo, které se ztrácí chemickým nedopalem:

$$Q_{ch} = \dot{V}_{sp} \cdot \sum \omega_i \cdot Q_i$$

$$Q_{ch} = 0 \text{ [W]}$$
(70)

Teplo, odváděné pomocí oleje:

$$Q_{ol} = P_B \cdot (1 - \eta_m) = 3\,387\,378,65 \cdot (1 - 0,90)$$

$$Q_{ol} = 338\,737,87 \text{ [W]}$$
(71)

Teplo, odváděné s výfukovými plyny:

$$\begin{aligned}
 Q_{vyf} &= \dot{V}_{pl} \cdot V_{sp}^+ \cdot i_7 = \dot{V}_{pl} \cdot [V_{vz \min} \cdot (\lambda - 1) + V_{sp \min}] \cdot i_7 \\
 Q_{vyf} &= 0,09714 \cdot [9,276 \cdot (1,8 - 1) + 8,314] \cdot 682\,540 \\
 Q_{vyf} &= 1\,043\,247,7 \text{ [W]}
 \end{aligned}
 \tag{72}$$

Teplo, odváděné chlazením a jeho bilanční rozdíl:

$$\begin{aligned}
 Q_{chl} &= P_B - P_{ef} - Q_{ch} - Q_{ol} - Q_{vyf} \\
 Q_{chl} &= 3\,387\,378,65 - 1\,587\,532,5 - 0 - 338\,737,87 - 1\,043\,247,7 \\
 Q_{chl} &= 417\,860,58 \text{ [W]}
 \end{aligned}
 \tag{73}$$

4 Tepelné čerpadlo

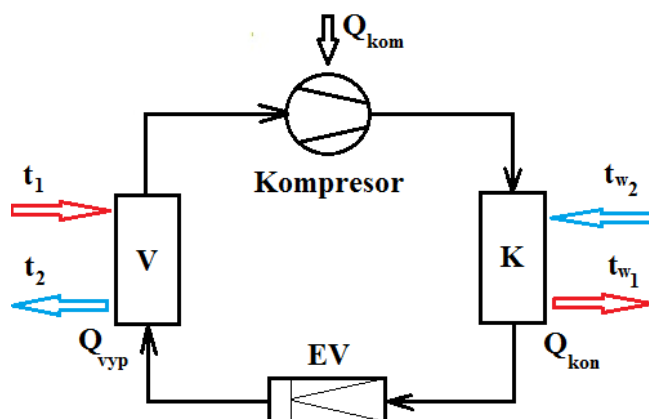
Tato kapitola je věnována nejdřív jednoduchému popisu tepelného čerpadla (dále jen TČ), rozdělení, typu použití a následnému návrhu a připojení ke kogenerační jednotce.

4.1 Historie a základní princip TČ

Na základě Carnotova myšlení z roku 1824, o úvaze o hybné síle ohně a strojích tuto energii vyvolávající, se inspiroval lord Kelvin (William Thompson) a vyjádřil první princip tepelného čerpadla. Bohužel k této realizaci a praktické využitelnosti trvala ještě dlouhá cesta. Mezi první chladiva se řadila voda, etyléter, metylchlorid, kysličník uhličitý a jiné druhy. První sestrojený funkční model TČ byl instalován roku 1924 ve Švýcarsku. [10]

TČ fungují na principu čtyřech neustále se opakujících se dějích (komprese, kondenzace, expanze a vypařování). Funkce obráceného carnotova cyklu. Jedná se o zákonitost přeměny a to zvyšování nízkopotenciálního tepla, které se odebrává ze zdroje tepla a dále se předává pomocí elektrické energie ve formě vysokopotenciálního tepla. Zjednodušený princip chodu TČ je znázorněn na Obr. č. 6.

Chladivo se vstřikuje do výparníku (V), kde se vypařuje a přehřeje díky odebrání tepla teplonosného média (voda, vzduch, etylenglykol). Ve formě par je nasáváno chladivo do těla kompresoru, kde dochází ke kompresi, tedy nárůstu tlaků, teploty a entalpie. Posléze proudí médium do kondenzátoru (K) a tam zkondenzuje, podchladí se a předává poměrně velkou část tepla například pro přehřev vody nebo pro topení. V poslední části putuje chladivo do expanzního ventilu (EV). Expanzní ventil sníží tlak a předává chladivo do výparníku a opět se cyklus opakuje. [10], [11]



Obr. č. 6. Zjednodušené schéma TČ

4.2 Typy a rozdělení tepelných čerpadel

Tato kapitola se zaprvé zabývá, rozdělením TČ podle původu nízkopotenciálního tepla a teplotnosné látky (média) a zadruhé rozdělením podle druhu použitého chladiva.

4.2.1 Rozdělení dle původu nízkopotenciálního tepla

Hlubinný vrt, TČ (země – voda)

Hlubinný vrt, TČ (voda – voda)

Plošný kolektor, TČ (země - voda)

Plošný kolektor, TČ (voda-voda)

TČ (vzduch – vzduch)

4.2.2 Rozdělení dle chladicího média

Existuje spousta rozdělení chladiv. Například podle chemického složení a to na plně halogenované uhlovodíky (CFC, zakázané), částečně halogenované uhlovodíky (HCFC, povolená do roku 2015, ale nesmí se už používat) a fluorované uhlovodíky (HFC, bezchlorová a nahrazují CFC). Dále se mohou dělit. Níže je uvedeno základní rozdělení chladiv podle fyzikálních vlastností a to:

Azeotropní chladiva

Tyto chladiva se chovají podobně jako čistá kapalina. V průběhu fázové přeměny z páry na kapalinu se struktura par a kapaliny zásadně nemění. Jedná se hlavně o jednosložková, ale i vícesložková chladiva. Jedná se například o R22, R290, a vícesložkové R502 nebo R507. [11]

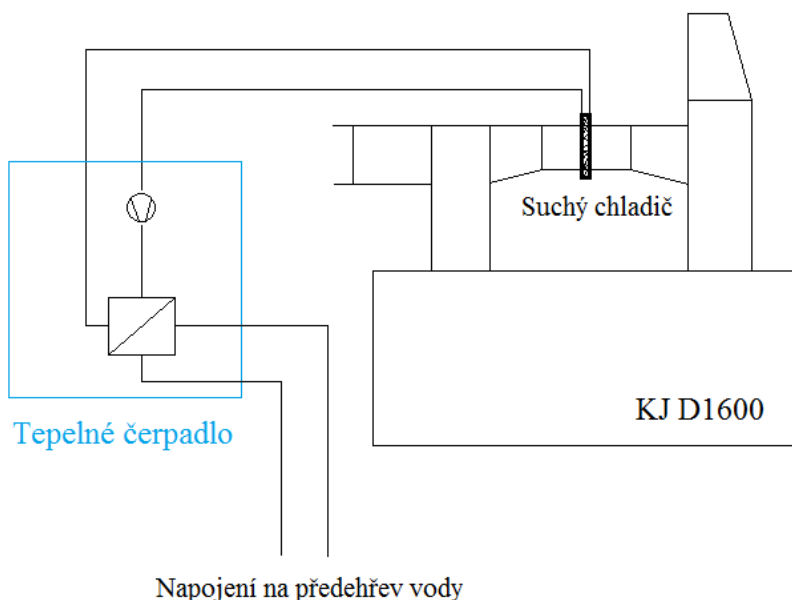
Zeotropní chladiva

Běžně jsou to směsi dvou až čtyř druhů chladiva. V průběhu fázové přeměny z páry na kapalinu dosahují proměnného složení. Pro tyto chladiva je charakteristický teplotní skluz (glide). Zeotropní chladiva prezentuje například R407a, nebo R404a, ale tato směs je blíže azeotropní.

Při provozních nízkých teplotách se na chladiva kladou požadavky. A to aby měla vysokou objemovou chladivost, nízký kondenzační tlak a nízký kompresní poměr. [10], [11]

4.3 Návrh tepelného čerpadla

Návrh tepelného čerpadla s kogenerační jednotkou, se zabývá využitím odpadního, neboli nízkopotenciálního tepla, které normálně není využito a proto se odvádí vzduchotechnickými kanály pryč z prostoru kapotáže KJ. K přenosu tepla nízké teplotní hladiny se využívá výparník, který je vměstnán do vzduchotechnického kanálu KJ.



Obr. č. 7. Znázornění umístění výparníku v traktu vzduchotechniky KJ

Topný výkon pro návrh TČ byl zvolen 20 kW, kondenzační teplota 50°C, vypařovací teplota 15°C. Jako chladivo okruhu je zvoleno R407c, což je zeotropní chladivo o chemickém složení CH₂F₂ + C₂HF₅ + C₂H₂F₄. Bezchlorové chladivo nahrazující CFC, bez výrazného vlivu na ozónovou vrstvu.

Pro výpočet hodnot důležitých k pozdějšímu návrhu TČ byl použit výpočetní program EES. Vstupní hodnoty:

Tab. č. 6. Vstupní hodnoty pro návrh TČ

Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Kondenzační teplota	t_K	50	[°C]
Vypařovací teplota	t_0	15	[°C]
Podchlazení v kondenzátoru	Δt_K	3	[°C]
Přehřátí ve výparníku	Δt_V	3	[°C]
Navrhovaný topný výkon TČ	Q_T	20	[kW]

Postup výpočtu oběhu tepelného čerpadla a vypočtené hodnoty jsou znázorněny v příloze č. 1 a příloha č. 2.

Tab. č. 7. Hodnoty entalpií a tlaků chladiva získané výpočtem pomocí programu EES

Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Kondenzační tlak	p_K	1 987	[kPa]
Vypařovací tlak	p_0	755,1	[kPa]
Entalpie páry vstupující do kompresoru	h_1	419,3	[kJ/kg]
Entalpie páry po kompresi (100%), teoretická	$h_{2,ie}$	442,8	[kJ/kg]
Entalpie páry po kompresi (70%), skutečná	h_2	452,9	[kJ/kg]
Entalpie kapaliny na konci kondenzace	h_3	264,1	[kJ/kg]
Entalpie mokré páry po expanzi	h_4	264,1	[kJ/kg]

4.3.1 Výpočet tepelného oběhu TČ

Hmotová topivost – teoretická:

$$q_{T,t} = h_{2,ie} - h_3 = 442,8 - 264,1 = \underline{\underline{178,7}} \text{ [kJ / kg]} \quad (74)$$

Hmotová topivost – skutečná:

$$q_{T,sk} = h_2 - h_3 = 452,9 - 264,1 = \underline{\underline{188,8}} \text{ [kJ / kg]} \quad (75)$$

Hmotová chladivost:

$$q_O = h_1 - h_4 = 419,3 - 264,1 = \underline{\underline{155,2}} \text{ [kJ / kg]} \quad (76)$$

Měrná práce kompresoru – teoretická:

$$a_t = h_{2,ie} - h_1 = 442,8 - 419,3 = \underline{\underline{23,9}} \text{ [kJ / kg]} \quad (77)$$

Měrná práce kompresoru – skutečná:

$$a_{sk} = h_2 - h_1 = 452,9 - 419,3 = \underline{\underline{33,6}} \text{ [kJ / kg]} \quad (78)$$

Hmotový tok chladiva:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_t}{q_{T,sk}} = \frac{20}{188,8} = \underline{\underline{0,1059}} \text{ [kg / s]} \quad (79)$$

Chladicí výkon:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = 0,1059 \cdot 155,2 = \underline{\underline{16,44}} \text{ [kW]} \quad (80)$$

Příkon kompresoru – teoretický

$$P_{\text{kompresor},t} = \dot{m} \cdot a_t = 0,1059 \cdot 23,9 = \underline{\underline{2,53}} \text{ [kW]} \quad (81)$$

Příkon kompresoru – skutečný:

$$P_{\text{kompresor}} = \dot{m} \cdot a_{sk} = 0,1059 \cdot 33,6 = \underline{\underline{3,56}} \text{ [kW]} \quad (82)$$

Topný faktor – skutečný:

$$\varepsilon_T = \frac{q_{T,sk}}{a_{sk}} = \frac{188,8}{33,6} = \underline{\underline{5,62}} \text{ [1]} \quad (83)$$

Chladicí faktor:

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{a_{sk}} = \frac{155,2}{33,6} = \underline{\underline{4,62}} \text{ [1]} \quad (84)$$

Čerpací poměr TČ:

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_o} = \frac{20}{16,44} = \underline{\underline{1,21}} \text{ [1]} \quad (85)$$

Kompresní poměr TČ:

$$\varphi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{1\,987}{755,1} = \underline{\underline{2,63}} \text{ [1]} \quad (86)$$

Tab. č. 8. Teploty v klíkových bodech oběhu získané výpočtem pomocí programu EES

Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Teplota páry vstupující do kompresoru	t_1	18	[°C]
Teplota páry po kompresi, teoretická	$t_{2,ie}$	62,4	[°C]
Teplota páry po kompresi, skutečná	t_2	70,58	[°C]
Teplota na začátku kondenzace	t_{02}, t_k	50	[°C]
Teplota na konci kondenzace	t_{03}	45,31	[°C]
Teplota v kondenzátoru po podchlazení	t_3	42,31	[°C]
Teplota mokré páry na expanzním ventilu	t_4	10,57	[°C]

4.3.2 Návrh průměrů potrubí TČ

Pro návrh a následný výpočet potřebných průměrů potrubí volím hodnoty, které jsou uvedeny v Tab. č. 9., podle [10].

Tab. č. 9. Zvolené a doporučené rychlosti proudění média (chladiwa) v potrubí

Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Doporučená rychlost sacího potrubí	$w_{sani,d}$	4 - 10	[m/s]
Doporučená rychlost výtlačného potrubí	$w_{vytl,d}$	8 - 12	[m/s]
Doporučená rychlost kapalinového potrubí	$w_{kap,d}$	0,4 – 0,8	[m/s]
Zvolená rychlost sacího potrubí	w_{sani}	8	[m/s]
Zvolená rychlost výtlačného potrubí	w_{vytl}	11	[m/s]
Zvolená rychlost kapalinového potrubí	w_{kap}	0,5	[m/s]

Dále bylo nutností zjištění hustoty chladiva v již zmíněných potrubích. Ke zjištění těchto hodnot bylo rovněž použito programu EES. A ke stanovení hustoty se vycházelo na základě znalosti tlaku a teplot chladiva.

Tab. č. 10. Hustoty chladiva v jednotlivých fázích

Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Kompresor - Hustota par na sání	ρ_{sani}	31,55	[kg/m ³]
Kompresor - Hustota par ve výtlačku	ρ_{vytl}	76,55	[kg/m ³]
Kondenzátor – Hustota kapaliny u výstupu	ρ_{kap}	1 058	[kg/m ³]

Objemový tok v sacím potrubí:

$$\dot{V}_{sani} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sani}} = \frac{0,1059}{31,55} = \underline{\underline{3,356 \cdot 10^{-3}}} \text{ [m}^3 \text{ / s]} \quad (87)$$

Objemový tok ve výtlačném potrubí:

$$\dot{V}_{vytl} = \frac{\dot{m}}{\rho_{vytl}} = \frac{0,1059}{76,55} = \underline{\underline{1,384 \cdot 10^{-3}}} \text{ [m}^3 \text{ / s]} \quad (88)$$

Objemový tok v kapalinovém potrubí:

$$\dot{V}_{kap} = \frac{\dot{m}}{\rho_{kap}} = \frac{0,1059}{1\,058} = \underline{\underline{1,001 \cdot 10^{-4}}} \text{ [m}^3 \text{ / s]} \quad (89)$$

Průměr sacího potrubí:

$$d_{sani} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{sani}}{\pi \cdot w_{sani}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,356 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 8}} = \underline{\underline{0,0231 \text{ [m]}}} \quad (90)$$

Průměr výtlačného potrubí:

$$d_{vytl} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{vytl}}{\pi \cdot w_{vytl}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,384 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 11}} = \underline{\underline{0,01266 \text{ [m]}}} \quad (91)$$

Průměr kapalinového potrubí:

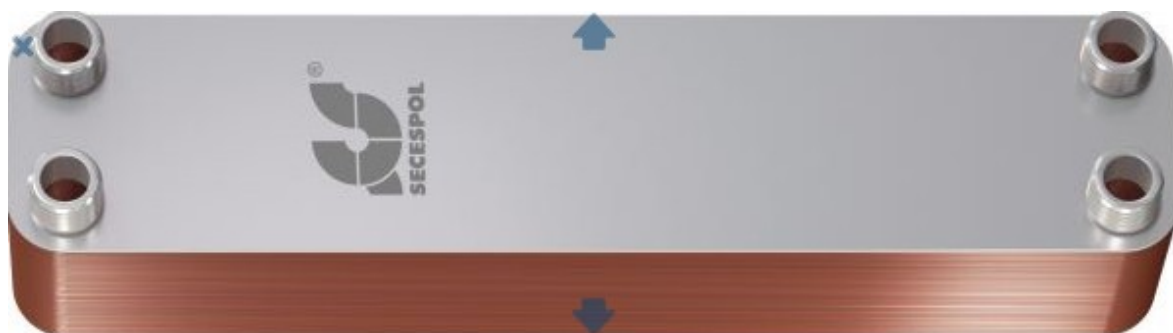
$$d_{kap} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{kap}}{\pi \cdot w_{kap}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,001 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,5}} = \underline{\underline{0,01597 \text{ [m]}}} \quad (92)$$

Následně volím potrubí o rozměrech:

- V sání $24[mm]$
- Ve výtlačku $13[mm]$
- Kapalinové potrubí $16[mm]$

4.3.3 Volba a návrh výměníku

Pro návrh a následnou volbu výměníků jsem použil program CAIRO 3.5.5 firmy SECESPOL. Pro návrh byla využita znalost jednotlivých teplot v oběhu tepelného čerpadla a dále chladicího a tepelného výkonu. Pro návrh kondenzátoru byl zvolen mědi pájený deskový výměník LB 31 – 100 – 2 – 5/4''. (Obr. č. 8) a jako výparník byl určen výměník typu JAD XK 114.08.50, který je trubkový se šroubovicovými trubkami. Nastavení hodnot v programu CAIRO 3.5.5 pro kondenzátor a výparník jsem uvedl do přílohy č. 3. Základní technické a fyzikální data o těchto výměnících jsem uvedl do přílohy č. 4, č. 5., č. 6 a č. 7.



Obr. č. 8. Deskový výměník LB 31 – 100 -2-5/4'', kondenzátor [16]



Obr. č. 9. Trubkový výměník JAD XK 114.08.50, výparník [16]

4.3.4 Volba zbylých potřebných komponentů pro TČ

○ Kompresor

Rozhodl jsem se pro typ kompresoru scroll. Tyto typy jsou charakteristické pro svůj tichý chod, mají vyšší objemovou účinnost díky malému škodlivému prostoru. Taktéž mají výraznou odolnost vůči nasátí kapalného chladiva. Základním prvkem jsou dvě do sebe uložené kovové spirály. Horní spirála je uchycena napevno a má otvor spojený s výtlačnou trubicí. Pohyblivá neboli dolní spirála krouží excentrickým pohybem okolo hřídele motoru. Mezi těmito spirálami se vytváří plynové místa, které zapříčiní pohyb směrem do středu. Tím zvyšuje tlak a naopak snižuje objem. Volím kompresor firmy Copeland, typ ZH 30 K4E – TFJ 522.

Tab. č. 11. Označení a hodnoty kompresoru

Název zkratky	Popis
ZH	Z - scroll kompresor, H -
30	Jmenovitý výkon v (BTU/h)
K	Násobek výkonu, K=1000
4	Verze kompresoru
E	Druh maziva - polyesterový olej
TFJ	Typ motoru
524	Mechanické provedení motoru



Obr. č. 10. Scroll kompresor, typ ZH 30 K4E - TFJ 524 [14]

○ **Sběrač kapaliny**

Ten slouží k oddělení kapaliny od přivedených chladivových par, když zkondenzuje chladivo v kondenzátoru. Je přínosný v tom, že do expanzního ventilu je přivedena kapalina bez par, bublin a také je zásobárnou objemu chladiva v celém TČ. Pro volbu sběrače chladiva vybírám EFM 5,6, který je vybaven teflonovým těsněním a ventilem Rotalock.

○ **Průhledítko**

Funguje ke zjišťování toku kapalin v potrubí a je vybaven vlhkostním indikátorem, který signalizuje změnou barvy přítomnost vlhkosti v chladivu. Volím pájecí 10mm průhledítko typu Castel M10.



Obr. č. 11. Sběrač kapaliny EFM 5,6 a průhledítko Castel M10 [14]

○ **Filtrdehydrátor**

Filtrdehydrátor je montován pro zachycování mechanických pevných nečistot a dále slouží k odstraňování vlhkosti v chladivovém okruhu. Volím typ ALCO 163S 10mm pájecí.

5 Technicko – ekonomické zhodnocení studie a porovnání se současným stavem

V poslední kapitole je uvedeno ekonomické zhodnocení a analýza, která porovnává stav kdy je kogenerační jednotka TEDOM D1600 provozována sama bez zapojení tepelného čerpadla a naopak kdy je připojeno tepelné čerpadlo ke kogenerační jednotce. Kapitola je zpracována podle zdrojů [1] a [4].

5.1 Kogenerační jednotka – výpočet nákladů

5.1.1 Náklady zahrnující tepelnou energii

Množství tepelné energie vyrobené a následně odebrané za rok:

$$\begin{aligned} M_{tep} &= P_{ef} \cdot \text{provozni hodiny} = [kWh \cdot rok^{-1}] \\ M_{tep} &= 1\,587,5325 \cdot 8\,000 \cdot 0,0036 = 45\,720,9 [GJ \cdot rok^{-1}] \end{aligned} \quad (93)$$

Pro stanovení nákladů na tepelnou energii je zvolena cena 420 Kč za 1GJ tepla.

$$N_{tep} = C_{tep} \cdot M_{tep} = 420 \cdot 45\,720,9 = 19\,202\,778 [Kč \cdot rok^{-1}] \quad (94)$$

5.1.2 Náklady zahrnující elektrickou energii

K určení platby za elektrickou energii byl vybrán tarif Comfort od skupiny ČEZ. Produktová řada tarifu je vhodná pro firmy s distribuční sazbou D02d.

Pevná měsíční platba: $C_{pevna} = 72,60 [Kč]$

Rezervovaný příkon a jeho cena: $C_{rezerv} = 1\,467,73 [Kč]$

Roční stálá cena:

$$\begin{aligned} C_{stala} &= 12 \cdot (C_{pevna} + C_{rezerv}) = 12 \cdot (72,60 + 1\,467,73) \\ C_{stala} &= 18\,483,96 [Kč] \end{aligned} \quad (95)$$

Cena za spotřebu 1MWh elektřiny:

Tab. č. 12. Souhrnná tabulka s platbami za spotřebovanou 1MWh elektřiny

Platby	s DPH [Kč/1MWh]
--------	-----------------

Za účtování OTE	9,14
Na podporu výkupu elektrické energie	598,95
Doprava + obchod	4 264,00
Systémové služby	144,29
Celkem	9 433,81

Roční odebrané množství elektřiny:

$$M_{el} = P_{el} \cdot \text{provozni hodiny} \quad (96)$$

$$M_{el} = 1\,600 \cdot 8\,000 = 12\,800 \left[MWh \cdot rok^{-1} \right]$$

Náklady zahrnující elektrickou energii:

$$N_{el} = C_{stala} + M_{el} \cdot C_{spot} = 18\,483,96 + 12\,800 \cdot 9\,433,81 \quad (97)$$

$$N_{el} = 120\,771\,251,96 \left[Kč \cdot rok^{-1} \right]$$

Celkové náklady – současný stav (teplo+elektřina):

$$CN = N + N_{el} = 19\,202\,778 + 120\,771\,251,96 \quad (98)$$

$$CN = 139\,974\,030 \left[Kč \cdot rok^{-1} \right]$$

5.2 Kogenerační jednotka - Celkové investiční náklady (CIN)

Pojem celkové investiční náklady, dále jen CIN, obsahují možné investice, které jsou důležité na zprovoznění celého projektu výstavby KJ. CIN zahrnují všechny investice od počátku projektu až po výslednou realizaci například náklady na pořízení projektu, montáž s dopravou a v neposlední řadě samotná pořizovací cena kogenerační jednotky. Zbytek investic je zobrazen v tab. č. 13. a CIN dosahují hodnoty 20 778 000Kč.

Tab. č. 13. Investiční náklady potřebné k zprovoznění KJ

Investice - popis	Cena s DPH [Kč]
Projekt zřízení KJ	250 000
Montáž s dopravou	150 000
Kogenerační jednotka D 1600	19 778 000
Stavební úpravy v okolí budovy	100 000
Horkovodní a elektrické sítě v budově	300 000
Zařízení - pomocné a obslužné	200 000
Celkem (CIN)	20 778 000

Celkové pokrytí CIN

Pro tento typ projektu byla zvolena metoda se stoprocentním pokrytím CIN firmou.

5.2.1 Výrobní náklady – přímé

Náklady potřebné na kontrolu a obsluhu KJ:

Do těchto nákladů byl zahrnut plat 6 zaměstnanců. Každý z nich bude pobírat superhrubou mzdu 15 700 Kč.

$$\begin{aligned}N_{mzda} &= \text{pocet zamestnancu} \cdot 12 \cdot mzda = 6 \cdot 12 \cdot 15\,700 \\N_{mzda} &= 1\,130\,400 \left[\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \right]\end{aligned}\tag{99}$$

Náklady za přídatnou vodu:

Do těchto nákladů se počítá s 20% přídatné vody z celkového množství vody kolující v KJ. Cena vody byla zvolena 45Kč s DPH za 1m³ vody.

$$\begin{aligned}V_{vody} &= 0,2 \cdot \frac{\dot{m}_v}{\rho_v} \cdot \text{provozni hodina} = 0,2 \cdot \frac{26\,000}{972} \cdot 8\,000 \\V_{vody} &= 42\,798,35 \left[\text{m}^3 \cdot \text{rok}^{-1} \right]\end{aligned}\tag{100}$$

$$\begin{aligned}N_{vody} &= V_{vody} \cdot \text{cena vody} = 42\,798,35 \cdot 45 \\N_{vody} &= 1\,925\,926 \left[\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \right]\end{aligned}\tag{101}$$

Náklady na údržbu zařízení a náhlé opravy:

Počítá se s jednoprocenními náklady s CIN.

$$\begin{aligned}N_{UO} &= CIN \cdot 0,01 = 20\,778\,000 \cdot 0,01 \\N_{UO} &= 207\,780 \left[\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \right]\end{aligned}\tag{102}$$

$$\begin{aligned}N_{plynu} &= V_{plynu} \cdot 3\,600 \cdot \text{cena plynu} \cdot \text{provozni hodina} \\N_{plynu} &= 0,09714 \cdot 3\,600 \cdot 17 \cdot 8\,000 \\N_{plynu} &= 47\,554\,744 \left[\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \right]\end{aligned}\tag{103}$$

Celkové Výrobní náklady – přímé:

$$\begin{aligned}VNP &= N_{mzda} + N_{vody} + N_{UO} + N_{plyn} \\VNP &= 1\,130\,400 + 1\,925\,926 + 207\,780 + 47\,554\,744 \\VNP &= 50\,818\,850 \left[\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1} \right]\end{aligned}\tag{104}$$

5.2.2 Výrobní náklady - nepřímé

Do nepřímých výrobních nákladů byly započteny odpisy z kogenerační jednotky a z pomocných a obslužných zařízení.

Tab. č. 14. Odpisové skupiny a samotné rozložení odpisů

	Kogenerační jednotka	Pomocné a obslužné zařízení
Odpisová skupina	3	2
Odpis v [let]	10	5
První rok odpisu v [%] / [Kč]	5,5 / 1 087 790	11 / 22 000
Odpis v dalších letech v [%] / [Kč]	10,5 / 2 076 690	22,25 / 45 000

5.2.3 Varianta A - Zhodnocení úspor při instalaci KJ

Tab. č. 15. Srovnání stavu bez instalace KJ a s instalací

Rok	Stav bez instalace v Kč	Stav s instalací v Kč	Úspora v Kč
1	139 974 030	51 291 850	88 682 180
2	139 974 030	51 725 600	88 248 430
3	139 974 030	51 725 600	88 248 430
4	139 974 030	51 725 600	88 248 430
5	139 974 030	51 725 600	88 248 430
6	139 974 030	51 658 850	88 315 180
7	139 974 030	51 658 850	88 315 180
8	139 974 030	51 658 850	88 315 180
9	139 974 030	51 658 850	88 315 180
10	139 974 030	51 658 850	88 315 180
Celková úspora:			883 251 800

Tabulka č. 15 zobrazuje stav, kdy není kogenerační jednotka zabudovaná a stav, kdy je realizován projekt výstavby KJ TEDOM D1600. Po dobu 10let se hodnotí výnos, neboli úspora, která činí 883 251 800Kč. Přímé a nepřímé finance byly zahrnuty do současných nákladů. Ekonomická efektivnost (Cash flow, kumulovaný Cash Flow) byla vypracována a nachází se v příloze č. 8.

5.3 Tepelné čerpadlo – výpočet nákladů

Tab. č. 16. Ekonomika a investice na stavbu TČ

Název	Výrobce	Typ zařízení	Cena v Kč
Kompresor	Copeland	ZH 30 K4E – TFJ 522	23 583
Výparník	Secespol	JAD XK 114.08.50	37 321
Kondenzátor	Secespol	LB 31 – 100 – 2 – 5/4''	72 890
Filtrdehydrátor	ALCO	163S 10mm E2V –	284
Sběrač kapaliny	KLIMAL	EFM 5,6	1 803
Průhledítka	ALCO	Castel M10	325
Expanzní ventil	Carel	E2V – 24BSF00	3 376
Regulační člen	Carel	Mastercase	24 621
Potrubí	-	-	1 200
Chladivo	-	R 407c	1 450
Rezerva	-	-	3 000
Celkové náklady na pořízení TČ:			169 853

Celkové investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla dosahují 169 853Kč. Do tohoto projektu nebyla zahrnuta státní dotace Zelená úspora.

5.3.1 Náklady na provoz TČ

Jelikož se jedná o zkoušku a teoretický návrh tepelného čerpadla, volím, že toto tepelné čerpadlo bude dodávat teplo do přehřevu vody po dobu 50dní v roce.

Zvolený kompresor ZH 30 K4E – TFJ 522 dosahuje příkonu 3,4 kW a v provozu bude již zmíněných testovacích 50dní.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{kompresor}} &= P_{\text{kompresoru}} \cdot \text{provozní hodiny} = 3,4 \cdot 1200 \\
 Q_{\text{kompresor}} &= 4\,080 \text{ [kWh]}
 \end{aligned}
 \tag{105}$$

Provozní náklady kompresoru:

Využívám výhodný tarif společnosti ČEZ, a.s. určený pro tepelná čerpadla a to D56d. Tento tarif je specifický v tom, že po dobu 22 hodin denně platí tarif nízký za 2 358,57 Kč/1MWh a zbylé dvě hodiny pokryje vysoký tarif za 2 677,89 Kč/1MWh. Topná zařízení se budou během dvou hodin vysokého tarifu blokovat.

$$N_{kompresor} = Q_{kompresor} \cdot = 4,8 \cdot 2\,358,57$$

$$N_{kompresor} = 11\,321 \text{ [Kč]} \quad (106)$$

Tato částka 11 321 Kč za zkušební provoz tepelného čerpadla je zcela zanedbatelná vůči samotné realizaci kogenerační jednotky.

5.3.2 Varianta B - Zhodnocení úspor při instalaci KJ a TČ

Tab. č. 17. Srovnání stavu bez instalace KJ a s instalací KJ +TČ

Rok	Stav bez instalace v Kč	Stav s instalací v Kč	Úspora v Kč
1	139 962 709	51 461 703	88 501 006
2	139 962 709	51 895 453	88 067 256
3	139 962 709	51 895 453	88 067 256
4	139 962 709	51 895 453	88 067 256
5	139 962 709	51 895 453	88 067 256
6	139 962 709	51 828 703	88 134 006
7	139 962 709	51 828 703	88 134 006
8	139 962 709	51 828 703	88 134 006
9	139 962 709	51 828 703	88 134 006
10	139 962 709	51 828 703	88 134 006
Celková úspora:			881 440 060

Tabulka č. 17 zobrazuje stav, kdy není kogenerační jednotka zabudovaná a stav, kdy je realizován projekt výstavby KJ TEDOM D1600 společně s výstavbou tepelného čerpadla. Po dobu 10 let se hodnotí výnos, neboli úspora, která činí 881 440 060Kč. Přímé a nepřímé finance byly zahrnuty do současných nákladů. Ekonomická efektivnost (Cash flow, kumulovaný Cash Flow) byla vypracována a nachází se v příloze č. 9. Z tabulek č. 16. a 17 je viditelná celková úspora obou variant instalací zařízení. Úspora varianty A oproti variantě B je o 1 811 740Kč vyšší. Důvodem menší úspory varianty B, jsou hlavně pořizovací náklady za TČ a dále jeho provozní náklady.

6 Závěr

Tato diplomová práce se zabývala návrhem na zvýšení účinnosti pomocí zapojení tepelného čerpadla ke kogenerační jednotce. V teoretické části byl popsán a vysvětlen pojem kogenerace a následná výroba elektrické a tepelné energie. Dále byl vysvětlen princip tepelného čerpadla a jeho možné využití a typy. Diplomová práce se koncepčně zaměřuje na návrh tepelného čerpadla a jeho napojení na stávající kogenerační jednotku.

V praktické části diplomové práce byl proveden idealizovaný výpočet plynového spalovacího motoru o jmenovitém elektrickém výkonu 1560 kW, spalující zemní plyn o výhřevnosti $34\,871,1 \text{ kJ.m}_N^{-3}$. Po důsledném výpočtu idealizovaného motoru byla zjištěna celková účinnost 89,14 %, z toho 42,18 % byla elektrická a 46,96 % tepelná energie. Elektrický výkon dosáhl 1 587,5 kW a tepelný výkon 1 590,8 %. Hodnota 3 387,4 kW náleží celkovému tepelnému příkonu v palivu.

Dále bylo navrženo tepelné čerpadlo s potřebnými prvky k úspěšnému chodu o topném výkonu 20 kW. Pomocí programu CAIRO 3.5.5. byly vhodně zvoleny a navrženy výměníky, jmenovitě kondenzátor LB 31 – 100 -2-5/4'' a výparník JAD XK 114.08.50. Celkové investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla dosahují 169 853 Kč.

Poslední část se věnovala ekonomickému porovnání dvou variant, kdy tepelné čerpadlo nebylo zapojeno, a naopak kdy bylo zapojeno ke kogenerační jednotce. Každá varianta je srovnána zvlášť a vyhodnocena se stavem bez instalace samotného zařízení a s nainstalovaným zařízením. Ekonomická analýza u obou variant ukázala, že návratnost investic byla mezi prvním a druhým rokem provozu. Úspora varianty A oproti variantě B je o 1 811 740 Kč vyšší. Důvodem menší úspory varianty B je v připočtení pořizovacích nákladů za tepelné čerpadlo a dále jeho provozní náklady.

Seznam použité literatury

- [1] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN, 2005. ISBN 80-7300-118-7.
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky - Zřizování a provoz*. 1. vyd. Praha: GAS s.r.o., 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. 1. vyd. Brno: PC-DIE, spol. s r.o., 1997. ISBN 80-214-0889-0.
- [4] IBLER, Zbyněk, Jan KARTÁK a Jiřina MERTLOVÁ. *Energetika v příkladech*. 1. vyd. Praha: BEN, 2003. ISBN 80-7300-097-0.
- [5] KOŽOUŠEK, Josef. *Teorie spalovacích motorů*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1971.
- [6] KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. ISBN 80-248-04352.
- [7] KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. *Spalovací motory II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0628-2.
- [8] ŠTOSS, Milan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0417-5.
- [9] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*. Praha: SNTL, 1978.
- [10] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo*. 2003. 1. vyd. Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-X.
- [11] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. *Tepelná čerpadla*. 2., aktualiz. vyd. Brno: ERA, 2007, 68 s. 21. století. ISBN 978-80-7366-089-5.
- [12] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. ISBN 08-247-9787-6.
- [13] [online]. [cit. 2014-09-24]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/>
- [14] [online]. [cit. 2014-09-24]. Dostupné z: <http://www.eltex-km.cz/cs/e-shop/products>
- [15] [online]. [cit. 2014-09-28]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/>
- [16] [online]. [cit. 2014-09-15]. Dostupné z: <http://www.secespol.com/cz/>

Seznam tabulek

Tab. č. 1. Přehled emitujících látek [2]	16
Tab. č. 2. Hlavní rozměry a hmotnost KJ Quanto D1600 [15]	22
Tab. č. 3. Základní technické daje KJ Quanto D1600	23
Tab. č. 4. Hodnoty pro určení idealizovaného motoru	24
Tab. č. 5. Vypočtené parametry idealizovaného plynového motoru	35
Tab. č. 6. Vstupní hodnoty pro návrh TČ	39
Tab. č. 7. Hodnoty entalpií a tlaků chladiva získané výpočtem pomocí programu EES	40
Tab. č. 8. Teploty v klíčových bodech oběhu získané výpočtem pomocí programu EES	41
Tab. č. 9. Zvolené a doporučené rychlosti proudění média (chladiva) v potrubí	42
Tab. č. 10. Hustoty chladiva v jednotlivých fázích	42
Tab. č. 11. Označení a hodnoty kompresoru	44
Tab. č. 12. Souhrnná tabulka s platbami za spotřebovanou 1MWh elektřiny	48
Tab. č. 13. Investiční náklady potřebné k zprovoznění KJ	48
Tab. č. 14. Odpisové skupiny a samotné rozložení odpisů	50
Tab. č. 15. Srovnání stavu bez instalace KJ a s instalací	50
Tab. č. 16. Ekonomika a investice na stavbu TČ	51
Tab. č. 17. Srovnání stavu bez instalace KJ a s instalací KJ +TČ	52

Seznam obrázků

Obr.č.1 Příklad energetické úspory spotřeby tepla z PEZ [2]	15
Obr. č. 2. Schéma KJ se spalovacím motorem a turbodmychadlem	18
Obr. č. 3. Stavebnicové a kontejnerové uspořádání KJ [15]	19
Obr. č. 4. KJ Quanto D1600, ukázka protihlukového krytu [15]	22
Obr. č. 5. Plynový spalovací motor TCG 2020 V16, MWM [15]	25
Obr. č. 6. Zjednodušené schéma TČ	37
Obr. č. 7. Znázornění umístění výparníku v traktu vzduchotechniky KJ	39
Obr. č. 8. Deskový výměník LB 31 – 100 -2-5/4'', kondenzátor [16]	43
Obr. č. 9. Trubkový výměník JAD XK 114.08.50, výparník [16]	44
Obr. č. 10. Scroll kompresor, typ ZH 30 K4E - TFJ 524 [14]	45
Obr. č. 11. Sběrač kapaliny EFM 5,6 a průhledítka Castel M10 [14]	45
Obr. č. 12. Filtredehydrátor ALCO 163S [14]	46
Obr. č. 13 Termostatický expanzní ventil Carel E2V – 24BSF00 [14]	46

Seznam příloh

Příloha č. 1 Výpočet TČ v programu EES

Příloha č. 2 Výsledné hodnoty TČ v programu EES

Příloha č. 3 Návrh výměníků v programu CAIRO 3.5.5

Příloha č. 4 Výpočtový list kondenzátoru

Příloha č. 5 Technický list kondenzátoru

Příloha č. 6 Výpočtový list výparníku

Příloha č. 7 Technický list výparníku

Příloha č. 8 Tok peněz a zisk po dobu 10 let bez zapojením TČ

Příloha č. 9 Tok peněz a zisk po dobu 10 let se zapojením TČ

Příloha č. 10 Výkres: szo057-DP-A3-01

Příloha č. 1 Výpočet TČ v programu EES

```
Q_T=20 [kW]
t_K=50 [°C]
T[0]=15 [°C]

DELTA_t_V=3 [°C]
DELTA_t_K=3 [°C]

P[1]=Pressure(R407C;T=T[0];h=h_01)
P[2]=Pressure(R407C;T=T_K;h=h_02)
P[3]=P[2]
P[4]=P[1]
P[5]=P[1]

s[0]=Entropy(R407C;T=T[0];x=1)
s[1]=Entropy(R407C;T=T[0]+DELTA_t_V;P=P[1])
s[2]=Entropy(R407C;T=T[2];P=P[2])
s[3]=Entropy(R407C;T=T[3];x=1)
s[4]=Entropy(R407C;T=T[4];x=0)
s[5]=Entropy(R407C;T=T[5];P=P[2])
s[6]=Entropy(R407C;T=T[6];P=P[1])
s[7]=s[0]

h_01=Enthalpy(R407C;T=T[0];x=1)
h[1]=Enthalpy(R407C;T=T[1];P=P[1])
h_02=Enthalpy(R407C;T=T_K;x=1)
h_2_ie=Enthalpy(R407C;P=P[2];s=s[1])
h_03=Enthalpy(R407C;T=T[4];x=0)
h[3]=Enthalpy(R407C;T=T[5];P=P[2])
h[4]=h[3]
h[5]=h[1]

x_4=Quality(R407C;T=T[6];h=h[4])

m_dot_h=m_dot*3600

P_čerpadlo=0,37
P_kompresoru=a*m_dot
P_kompresoru_t=a_t*m_dot

Kontrola=Q_T-(Q_0+P_kompresoru)

{Výpočet potrubí}

rho_sací=Density(R407C;T=T[1];P=P[1])
rho_výtlačná=Density(R407C;T=T[2];P=P[2])
rho_kapalina=Density(R407C;T=T[5];P=P[2])

V_dot_d=m_dot/rho_sací*3600
V_dot_sací=m_dot/rho_sací
V_dot_výtlačná=m_dot/rho_výtlačná
V_dot_kapalina=m_dot/rho_kapalina

w_sací=7
w_výtlačná=11
w_kapalina=0,5

V_dot_sací=pi*d_sací^2/4*w_sací
V_dot_výtlačná=pi*d_výtlačná^2/4*w_sací
V_dot_kapalina=pi*d_kapalina^2/4*w_kapalina

T[1]=T[0]+DELTA_t_V
T_2_ie=Temperature(R407C;P=P[2];h=h_2_ie)
T[2]=Temperature(R407C;P=P[2];h=h[2])
T[3]=Temperature(R407C;P=P[2];x=1)
T[4]=Temperature(R407C;P=P[2];x=0)
T[5]=T[4]-DELTA_t_K
T[6]=Temperature(R407C;P=P[1];h=h[4])
T[7]=T[0]

eta_kompresoru=0,7
eta_kompresoru=(h_2_ie-h[1])/(h[2]-h[1])

sigma=P[2]/P[1]

qq_T=h[2]-h[3]
qq_T_t=h_2_ie-h[3]
qq_0=h[1]-h[4]
a_t=h_2_ie-h[1]
a=h[2]-h[1]

epsilon_T=qq_T/a
epsilon_T_t=qq_T_t/a_t
epsilon_T_sk=Q_T/(P_kompresoru+P_čerpadlo)

epsilon_ch=qq_0/a

phi=Q_T/Q_0

Q_T=qq_T*m_dot
Q_0=qq_0*m_dot
```

Příloha č. 2 Výsledné hodnoty TČ v programu EES

EES Solution

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$a = 33,62$	$a_t = 23,53$	$\Delta t_K = 3 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$
$\Delta t_V = 3 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$	$d_{\text{kapalina}} = 0,01597$	$d_{\text{sací}} = 0,02471$
$d_{\text{výtlacná}} = 0,01586$	$\varepsilon_{\text{ch}} = 4,617$	$\varepsilon_T = 5,617$
$\varepsilon_{T,\text{sk}} = 5,088$	$\varepsilon_{T,t} = 7,596$	$\eta_{\text{kompresoru}} = 0,7$
$h_{01} = 416,2$	$h_{02} = 426$	$h_{03} = 269$
$h_{2,\text{ie}} = 442,8$	Kontrola = 0	$\dot{m} = 0,1059$
$\dot{m}_h = 381,3$	$\phi = 1,217$	$P_{\text{čerpadla}} = 0,37$
$P_{\text{kompresoru}} = 3,56$	$P_{\text{kompresoru},t} = 2,492$	$qq_0 = 155,2$
$qq_T = 188,8$	$qq_{T,t} = 178,8$	$Q_0 = 16,44$
$Q_T = 20 \text{ } [\text{kW}]$	$\rho_{\text{kapalina}} = 1058$	$p_{\text{sací}} = 31,55$
$\rho_{\text{výtlacná}} = 76,55$	$\sigma = 2,631$	$T_{2,\text{ie}} = 62,4$
$t_K = 50 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{V}_d = 12,08$	$\dot{V}_{\text{kapalina}} = 0,0001001$
$\dot{V}_{\text{sací}} = 0,003356$	$\dot{V}_{\text{výtlacná}} = 0,001384$	$w_{\text{kapalina}} = 0,5$
$w_{\text{sací}} = 7$	$w_{\text{výtlacná}} = 11$	$x_4 = 0,2454$

EES Arrays Table

Main

Sort	1 T_i [$^{\circ}\text{C}$]	2 h_i	3 P_i	4 s_i
[0]	15			1,759
[1]	18	419,3	755,1	1,77
[2]	70,58	452,9	1987	1,799
[3]	50	264,1	1987	1,719
[4]	45,31	264,1	755,1	1,229
[5]	42,31	419,3	755,1	1,214
[6]	10,57			1,238
[7]	15			1,759

Příloha č. 3 Návrh výměníků v programu CAIRO 3.5.5

CAIRO 3.5.5

Soubor Výsledek Možnosti nápověda

Jednotky: Vlastní

Vybrán podle typu

Kontrolní výpočet

Podrobnosti Média

Výkon: 20,00 kW

Rezerva: 35 %

Počet ks sériově: 1

Počet ks paralelně: 1

Teplosměnná plocha: 3,1 m²

LMTD: 11,15 deg.C

Faktor znečištění: 0 m²K/kW

k čistý: 788,83 W/m²K

k znečištěný: 584,51 W/m²K

Teplá strana

Médium: R-22

Tlak: 1000,00 kPa

Vstup

Teplota: 71,00 deg.C

Hmotnostní průtok: 0,570392 kg/s

Objemový průtok: 2,146124 m³/h

Výstup

Teplota: 45,00 deg.C

Objemový průtok: 1,861660 m³/h

Vypočt. tlak. ztráta: 0,63 kPa

Studená strana

Médium: Water

Tlak: 1000,00 kPa

Vstup

Teplota: 40,00 deg.C

Hmotnostní průtok: 0,479157 kg/s

Objemový průtok: 1,740630 m³/h

Výstup

Teplota: 50,00 deg.C

Objemový průtok: 1,747684 m³/h

Vypočt. tlak. ztráta: 0,51 kPa

Projekt Zadáání Výsledky Návrhový výpočet

CAIRO 3.5.5

Soubor Výsledek Možnosti nápověda

Jednotky: Vlastní

Vybrán podle typu

Kontrolní výpočet

Podrobnosti Média

Výkon: 17,00 kW

Rezerva: 163 %

Počet ks sériově: 1

Počet ks paralelně: 1

Teplosměnná plocha: 6,3 m²

LMTD: 27,25 deg.C

Faktor znečištění: 6 m²K/kW

k čistý: 262,99 W/m²K

k znečištěný: 99,81 W/m²K

Teplá strana - Plášť

Médium: AIR 6.5bar

Tlak: 650,00 kPa

Vstup

Teplota: 50,00 deg.C

Hmotnostní průtok: 0,994876 kg/s

Objemový průtok: 511,212531 m³/h

Výstup

Teplota: 33,00 deg.C

Objemový průtok: 484,216396 m³/h

Vypočt. tlak. ztráta: 1,08 kPa

Studená strana - Trubky

Médium: R-22

Tlak: 500,00 kPa

Vstup

Teplota: 10,00 deg.C

Hmotnostní průtok: 1,747246 kg/s

Objemový průtok: 4,992130 m³/h

Výstup

Teplota: 18,00 deg.C

Objemový průtok: 5,120550 m³/h

Vypočt. tlak. ztráta: 0,65 kPa

Projekt Zadáání Výsledky Návrhový výpočet

Příloha č. 4 Výpočtový list kondenzátoru

SECESPOL - VÝPOČTOVÝ LIST VÝMĚNÍKU TEPLA

ZÁKAZNÍK:

NABÍDKA:

Čís. VÝPOČTU:

VYPRACOVAL: Jiří Szotkowski

DATUM: 30.9.2014



NÁVRHOVÉ HODNOTY		
Výkon	20,00 kW	
LMTD	11,15 deg.C	
Min. rezerva	0 ‰	
	Teplá strana	Studená strana
Médium	R407C	Water
Vstupní teplota	71,00 deg.C	40,00 deg.C
Výstupní teplota	45,00 deg.C	50,00 deg.C
Hmotnostní průtok	0,570392 kg/s	0,479157 kg/s
Objemový průtok vstup	2,146124 m3/h	1,740630 m3/h
Objemový průtok výstup	1,861660 m3/h	1,747684 m3/h
Min. tlaková ztráta	0,00 kPa	0,00 kPa
Max. tlaková ztráta	15,00 kPa	15,00 kPa

SECESPOL - VYBRANÝ VÝMĚNÍK TEPLA		
Typ výměníku tepla	LB31-100-2-5/4" (Katalogové číslo: 0203-0115)	
Celkový počet výměníků	1	
Počet ks sériově/paralelně	1/1	
Teplosměnná plocha	3,1 m2	
Faktor znečištění	1 m2K/kW	
k		
čistý	1247,67 W/m2K	
znečištěný	584,51 W/m2K	
Rezerva	113 ‰	
	Teplá strana	Studená strana
Vypočtená tlak ztráta	1,47 kPa	1,21 kPa
Připojení		
Rychlost	0,896540 m/s	0,786795 m/s
Vnitřní		
Rychlost	0,107851 m/s	0,094649 m/s
Reynoldsovo číslo	2153 [-]	628 [-]
Přestup tepla		
NTU	0 [-]	1 [-]
Koeficient přestupu tepla	1658,3 W/m2 K	5842,7 W/m2 K
Nusseltovo číslo	80 [-]	37 [-]

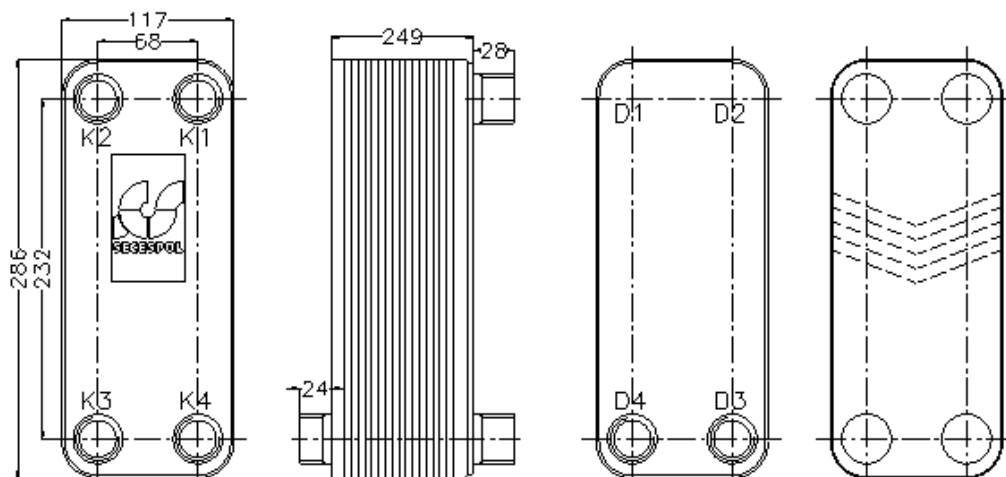
FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI		
	Teplá strana	Studená strana
Médium	R407C	Water
Tlak	100,00 kPa	100,00 kPa
Ref. teplota	58,00 deg.C	45,00 deg.C
Hustota	1033,2000 kg/m3	989,0000 kg/m3
Tepelný obsah	1,3486 kJ/kgK	4,1740 kJ/kgK
Tepelná vodivost	0,0834 W/m K	0,6360 W/m K
Dynamická viskozita	0,0002 Ns/m2	0,0006 Ns/m2
Prandtlovo číslo	3 [-]	4 [-]

Příloha č. 5 Technický list kondenzátoru

SECESPOL - TECHNIKÝ LIST VÝMĚNÍKU TEPLA

LB31-100-2-5/4"

Katalogové číslo: 0203-0115



PRACOVNÍ PARAMETRY:

Maximální tlak	30,0 bar
Maximální teplota	230 deg.C
Minimální teplota	-195 deg.C
Fluid Group	2

STANDARDNÍ ZAPOJENÍ: (protiproud)

K1 - hrdlo pro odvzdušnění
K2 - hrdlo pro odvzdušnění
K3 - vstup ohřivaného média
K4 - výstup topného média
D3 - výstup ohřivaného média
D4 - vstup topného média

KONSTRUKČNÍ PARAMETRY:

Teplosměnná plocha	
Typ	Prolisovaná deska
Velikost	3,1 m ²
Objem teplé strany	2,3 l
Objem studené strany	2,3 l
Hmotnost	14,0 kg

TYPY PŘIPOJENÍ:

D3, D4, K3, K4:	Vnější závit	G 1 1/4"
K1:	Vnější závit	G 1 1/4"
K2:	Vnější závit	G 1 1/4"

SVĚTOVÉ STANDARDY:

Výrobky firmy SECESPOL jsou vyrobeny v souladu se systémem jakosti EN ISO 9001:2008 a splňují podmínky i následujících světových standardů: PED 97/23/EC, ASME sec. VIII div. 1 (USA), SELO (China), GOST (Russia)

Příloha č. 6 Výpočtový list výparníku

SECESPOL - VÝPOČTOVÝ LIST VÝMĚNÍKU TEPLA

ZÁKAZNÍK :

NABÍDKA :

ČÍS. VÝPOČTU :

VYPRACOVAL : Jiří Szotkowski

DATUM : 30.9.2014



NÁVRHOVÉ HODNOTY

Výkon	17,00	kW
LMTD	27,25	deg.C
Min. rezerva	0	%
	Teplá strana - Plášť	
Médium	AIR 6.5bar	
Vstupní teplota	50,00	deg.C
Výstupní teplota	33,00	deg.C
Hmotnostní průtok	0,994876	kg/s
Objemový průtok vstup	511,212531	m3/h
Objemový průtok výstup	484,216396	m3/h
Min. tlaková ztráta	0,00	kPa
Max tlaková ztráta	25,00	kPa
	Studená strana - Trubky	
	R 407C	
	10,00	deg.C
	18,00	deg.C
	1,747246	kg/s
	4,992130	m3/h
	5,120550	m3/h
	0,00	kPa
	25,00	kPa

SECESPOL - VYBRANÝ VÝMĚNÍK TEPLA

Typ výměníku tepla	JAD XK 12.114.08.50	(Katalogové číslo: 0107-0061)
Celkový počet výměníků	1	
Počet ks sériově/paralelně	1/1	
Teplosměnná plocha	6,3	m2
Faktor znečištění	6	m2K/kW
k		
čistý	262,99	W/m2K
znečištěný	99,81	W/m2K
Rezerva	163	%
	Teplá strana - Plášť	
Vypočtená tlak ztráta	1,08	kPa
Připojení		
Rychlost	9,852223	m/s
Vnitřní		
Rychlost	11,178743	m/s
Reynoldsovo číslo	12603	[-]
Přestup tepla		
NTU	2	[-]
Koeficient přestupu tepla	378,5	W/m2 K
Nusseltovo číslo	42	[-]
	Studená strana - Trubky	
	0,65	kPa
	0,100031	m/s
	0,329260	m/s
	11125	[-]
	3	[-]
	890,4	W/m2 K
	66	[-]

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

	Teplá strana	
	Studená strana	
Médium	AIR 6.5bar	R 407C
Tlak	650,00	kPa
Ref. teplota	41,50	deg.C
Hustota	7,1964	kg/m3
Tepelný obsah	1,0052	kJ/kgK
Tepelná vodivost	0,0272	W/m K
Dynamická viskozita	0,0000	Ns/m2
Prandtlovo číslo	1	[-]
	Studená strana	
Médium	AIR 6.5bar	R 407C
Tlak	650,00	kPa
Ref. teplota	41,50	deg.C
Hustota	7,1964	kg/m3
Tepelný obsah	1,0052	kJ/kgK
Tepelná vodivost	0,0272	W/m K
Dynamická viskozita	0,0000	Ns/m2

Příloha č. 7 Technický list výparníku

SECESPOL - TECHNIKÝ LIST VÝMĚNÍKU TEPLA

JAD XK 12.114.08.50.FF

Katalogové číslo: 0107-0061



PRACOVNÍ PARAMETRY:

	Strana trubek	Strana pláště
Maximální tlak	16,0 bar	16,0 bar
Maximální teplota	203 deg.C	203 deg.C
Minimální teplota	0 deg.C	0 deg.C
Fluid Group	2	2
	2	2

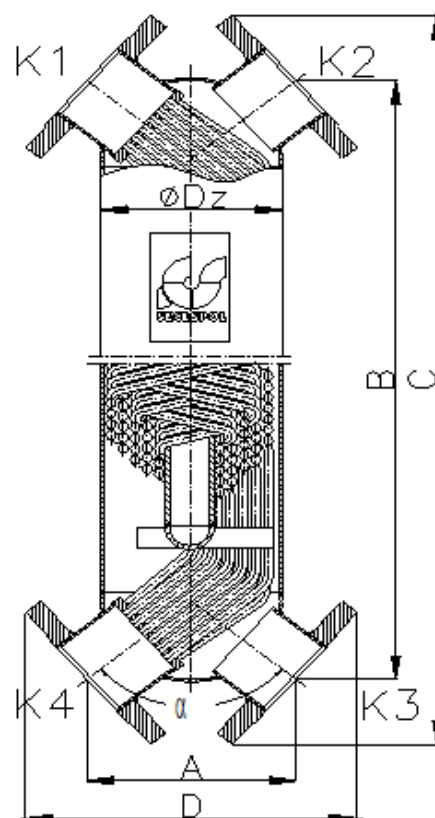
KONSTRUKČNÍ PARAMETRY:

Teplosměnná plocha	
Typ	Vrbovaná trubka 8 mm
Velikost	6,3 m ²
Objem trubkovnice	8,0 l
Objem pláště	29,0 l
Hmotnost	83,0 kg

SKUPINA MATERIÁLŮ: SS 18-10

STANDARDNÍ ZAPOJENÍ: (protiproud)

- K1 - vstup topného média
- K2 - výstup ohřívaného média
- K3 - vstup ohřívaného média
- K4 - výstup topného média



ROZMĚRY:

A:	344 mm
B:	781 mm
C:	983 mm
D:	484 mm
Dz:	273 mm
alpha:	110 stupňů

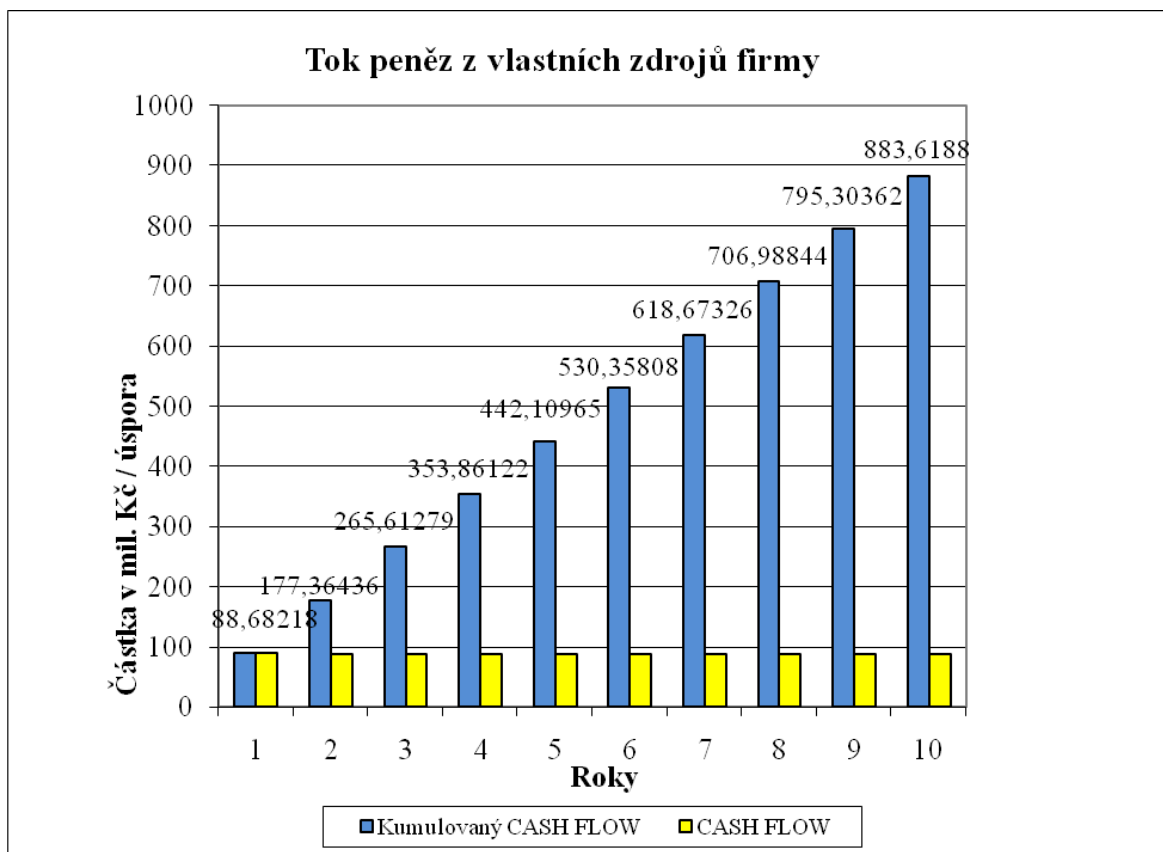
TYPY PŘÍPOJENÍ:

K1, K2, K3, K4: Plochá příruba DN125 PN16 TYP 01B CS

SVĚTOVÉ STANDARDY:

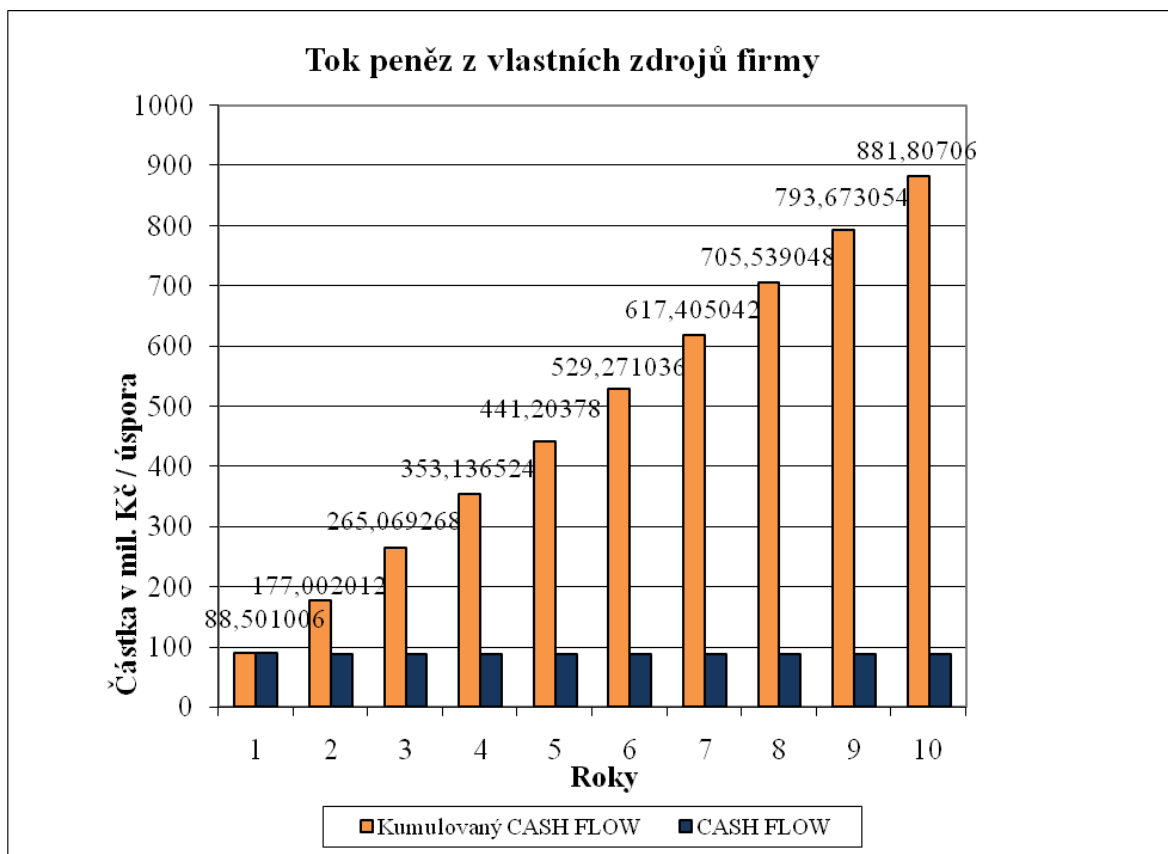
Výrobky firmy SECESPOL jsou vyrobeny v souladu se systémem jakosti EN ISO 9001:2008 a splňují podmínky i následujících světových standardů: PED 97/23/EC, ASME sec. VIII div. 1 (USA), SELO (China), GOST (Russia)

Příloha č. 8 Tok peněz a zisk po dobu 10 let bez zapojením TČ



Roky	Stav -	VNP	Náklady - úplné	Zisk - hrubý	Cash Flow	Kumulovaný
1	139 974 030	50818 850	51 291850	88 682 180	88 682 180	88 682 180
2	139 974 030	50818 850	51 725 600	88 248 430	88 248 430	177 364 360
3	139 974 030	50818 850	51 725 600	88 248 430	88 248 430	265 612 790
4	139 974 030	50818 850	51 725 600	88 248 430	88 248 430	353 861 220
5	139 974 030	50818 850	51 725 600	88 248 430	88 248 430	442 109 650
6	139 974 030	50818 850	51 658 850	88 315 180	88 315 180	530 358 080
7	139 974 030	50818 850	51 658 850	88 315 180	88 315 180	618 673 260
8	139 974 030	50818 850	51 658 850	88 315 180	88 315 180	706 988 440
9	139 974 030	50818 850	51 658 850	88 315 180	88 315 180	795 303 620
10	139 974 030	50818 850	51 658 850	88 315 180	88 315 180	883 618 800

Příloha č. 9 Tok peněz a zisk po dobu 10 let se zapojením TČ



Zisk a tok peněz po dobu 10let

Roky	Stav -	VNP	Náklady - úplné	Zisk - hrubý	Cash Flow	Kumulovaný
1	139 962 709	50 988 703	51 461 703	88 501 006	88 501 006	88 501 006
2	139 962709	50 988 703	51 895 453	88 067 256	88 067 256	177 002 012
3	139 962 709	50 988 703	51 895 453	88 067 256	88 067 256	265 069 268
4	139 962 709	50 988 703	51 895 453	88 067 256	88 067 256	353 136 524
5	139 962 709	50 988 703	51 895 453	88 067 256	88 067 256	441 203 780
6	139 962 709	50 988 703	51 828 703	88 134 006	88 134 006	529 271 036
7	139 962 709	50 988 703	51 828 703	88 134 006	88 134 006	617 405 042
8	139 962 709	50 988 703	51 828 703	88 134 006	88 134 006	705 539 048
9	139 962 709	50 988 703	51 828 703	88 134 006	881 34 006	793 673 054
10	139 962 709	50 988 703	51 828 703	88 134 006	881 34 006	881 807 060